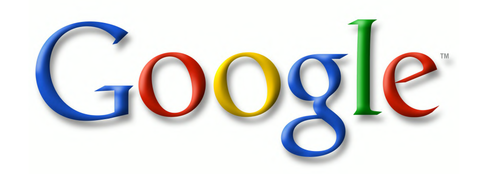
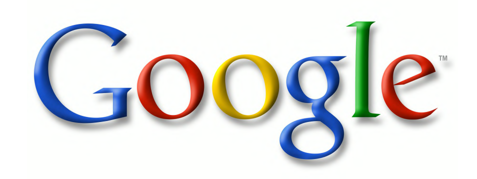
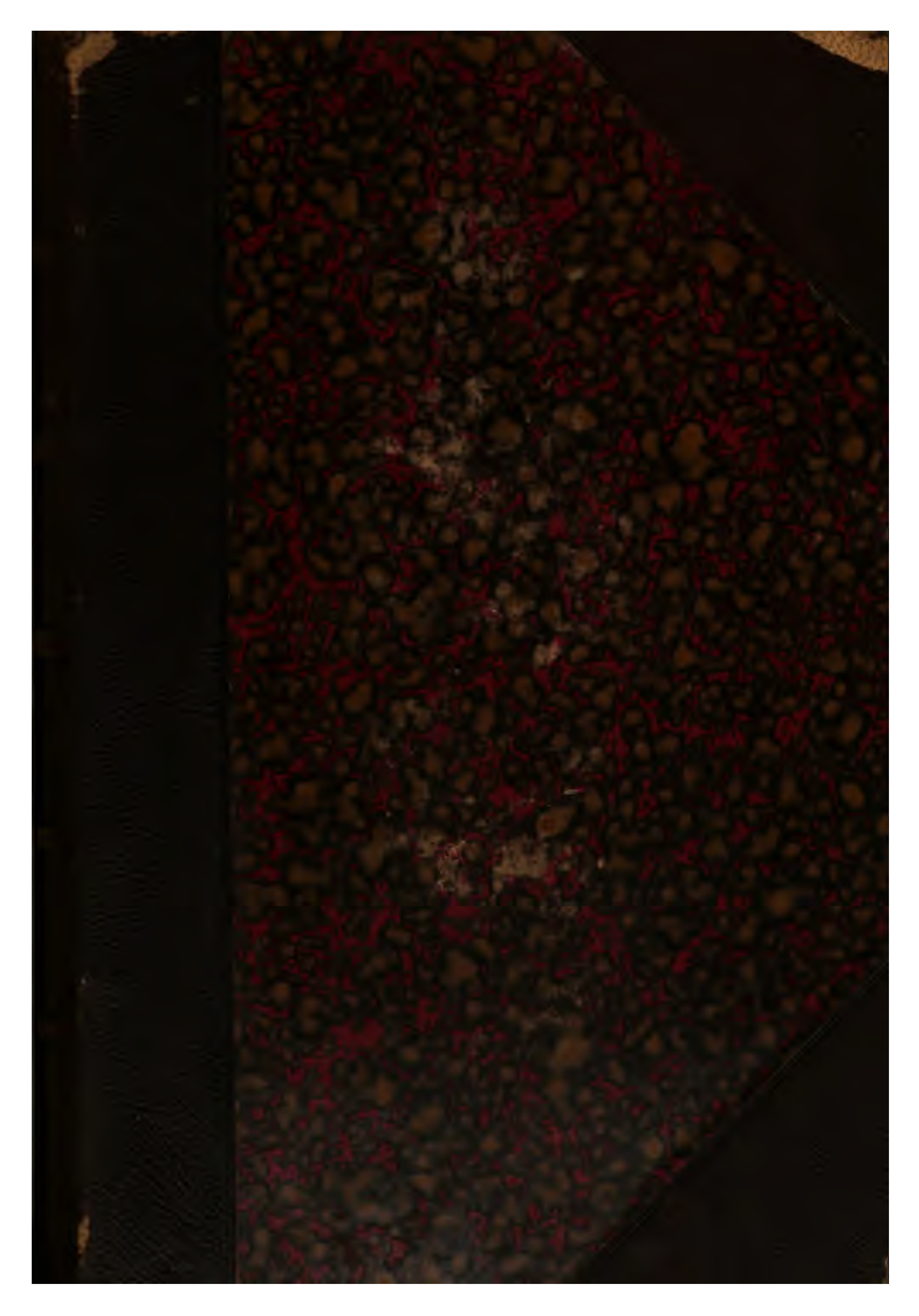
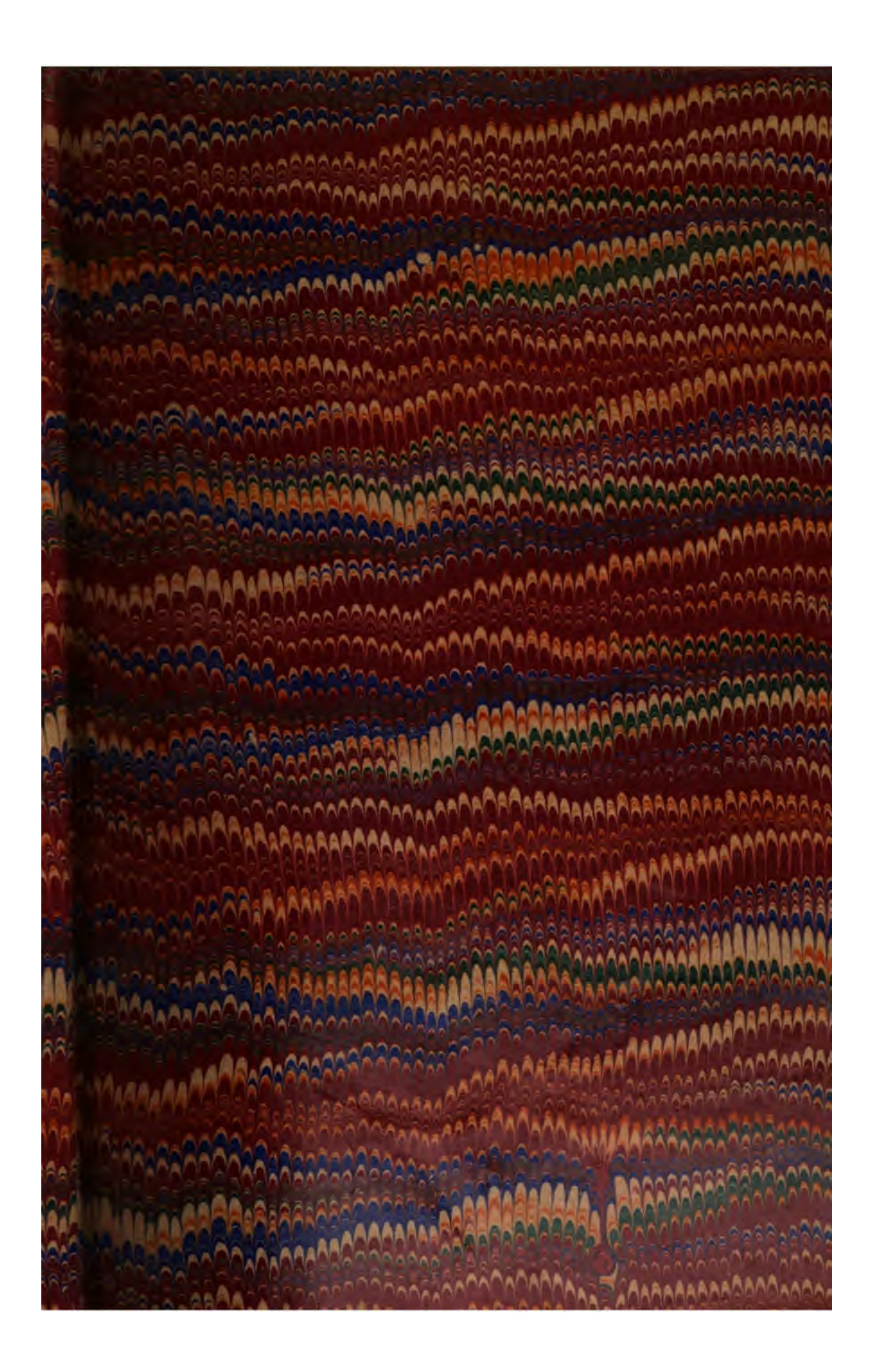








University of Wisconsin
LIBRARY.
No. 18269
TB
.C13
3




UNIVERSITY OF WISCONSIN
No. 27
ENGINEERING LIBRARY.

COURS

PROFESSÉS

A L'ÉCOLE DES MINES DE PARIS

PREMIÈRE PARTIE

COURS DE MACHINES

PARIS. — TYPOGRAPHIE LAHURE
Rue de Fleurus, 9

COURS



PROFESSÉS

A L'ÉCOLE DES MINES DE PARIS

PAR

M. J. CALLON

INSPECTEUR GÉNÉRAL DES MINES

PREMIÈRE PARTIE

COURS DE MACHINES

TOME TROISIÈME

Publié, d'après les notes et sur le plan de M. J. Callon

PAR

M. E. BOUTAN

INGÉNIEUR DES MINES

TEXTE

PARIS

DUNOD, ÉDITEUR

LIBRAIRE DES CORPS DES PONTS ET CHAUSSÉES ET DES MINES

49, QUAI DES AUGUSTINS, 49

1877

AVANT-PROPOS

La mort est venue brusquement interrompre l'œuvre commencée ; madame Callon a bien voulu me charger de la finir.

Je n'avais d'autre titre à cet honneur que l'intérêt et l'affection que M. J. Callon m'avait sans cesse témoignés, et la profonde reconnaissance qui en retour me liait à lui.

Il fut d'abord entendu, et je n'aurais pas osé assumer une responsabilité plus grande, que je mettrais simplement en ordre les notes personnelles ou les extraits de cahiers d'élèves, de manière à en faire un tout qui représentât le plus fidèlement possible la fin du Cours, telle qu'elle était professée.

Mais les documents ainsi recueillis étant un peu incomplets il fallut se résoudre à reprendre l'ouvrage en sous-œuvre pour renforcer certaines parties dont il ne restait pas suffisamment de traces dans les notes en notre possession.

C'est le résultat de ce travail que je présente aujourd'hui au lecteur.

J'ai dû puiser largement pour le faire à un certain nombre de sources dont les principales sont : le cours de M. Ermel à

l'École centrale, le Vignole d'Armengaud, le Constructeur de M. Reuleaux, le livre de M. Ledieu sur les machines marines, ceux de M. Love sur la résistance des métaux et de MM. Grouvelle et Jaunez sur la conduite des machines, et enfin une brochure que M. Achard a fait paraître dernièrement sur les transmissions de force.

Cette dette payée, je remercierai publiquement : madame Callon, de l'honneur qu'elle m'a fait de me confier la terminaison d'une œuvre qui complétait et résumait pour ainsi dire la vie de son mari ; M. Ch. Callon, du concours incessant qu'il a bien voulu, en souvenir de son frère, me prêter dans l'accomplissement de cette tâche. Puis il ne me restera plus qu'à payer un dernier tribut d'hommage à la mémoire de celui qui fut toujours à mon égard le plus bienveillant des protecteurs et des maîtres, le plus dévoué des amis, et dont la mort prématurée a été pour moi une perte que je ne réparerai jamais.

E. Boutan.

COURS
DE MACHINES

CHAPITRE XXVI

ÉTUDE THÉORIQUE DE LA RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX

(**871**) Avant de pousser plus loin l'étude des machines, nous reviendrons sur les leçons précédentes et nous examinerons rapidement ce qui a été fait, puis ce qui reste encore à faire pour arriver à connaître, à discuter, et par suite à apprécier les conditions générales d'établissement d'un moteur destiné à un usage industriel déterminé.

Après quelques considérations sur le *travail*, applicables à tous les moteurs de quelque nature qu'ils soient, l'on a exposé les principes de l'hydraulique, et étudié les lois de l'écoulement des liquides, soit dans les orifices en mince paroi, soit dans les tuyaux, soit dans les canaux; cette étude a servi à définir l'emploi judicieux des récepteurs hydrauliques, roues, turbines et machines diverses, et leur adaptation aux divers cas qui pouvaient se présenter dans la pratique, notamment à l'importance et à la hauteur de la chute.

Passant de là à l'étude des gaz et des vapeurs, on a fait connaître leurs propriétés et les applications qui en résultent, puis on a exposé les principes de la théorie mécanique de la chaleur; ces considérations, qui touchaient de fort près soit à la mécanique rationnelle, soit à la physique mathématique, étaient nécessaires

pour arriver à une connaissance approfondie des machines à vapeur, examinées en détail dans le second volume.

Le but principal poursuivi dans le cours de cet ouvrage a été de donner à un ingénieur tous les éléments nécessaires pour lui permettre de faire un choix entre les types, si variés maintenant, qui se présentent à lui lorsqu'il a besoin d'un moteur ; avant d'arriver à ce résultat, il était nécessaire d'étudier les diverses dispositions adoptées jusqu'ici, soit au point de vue de la forme générale, soit à celui des diverses dispositions de détail des différents organes ; mais si cela lui suffit pour indiquer ses idées à un constructeur sur le type qu'il préfère et pour raisonner cette préférence, cela est insuffisant pour surveiller la construction même ; il faut alors descendre dans le détail, examiner à part chaque pièce au point de vue de la matière dont elle doit être composée, de ses dimensions et de ses formes spéciales, de façon qu'elle puisse vaincre, dans les meilleures conditions possibles, les efforts auxquels elle sera soumise par la suite.

En d'autres termes, étant donné un organe qui a un certain mouvement, on a vu qu'on pouvait arriver, par des transmissions convenables, à imprimer à un autre organe un autre mouvement donné. Ces organes étant réduits à leur axe ou à leur profil, les notions précédentes permettent de projeter tout le système géométrique de la machine depuis le récepteur, qui est le point où elle reçoit l'action de la puissance, jusqu'à l'opérateur, où s'exerce la résistance.

Puis, cela fait, il faut — et c'est ce que nous nous proposons d'exposer maintenant — revenir sur ses pas, et donner un corps à ces lignes géométriques. c'est-à-dire calculer les dimensions transversales de chaque pièce et étudier la nature de la substance la plus convenable pour chacune d'elles en particulier.

(872) Cette étude s'appelle l'étude de la résistance des matériaux appliquée aux machines ; elle a pour point de départ naturel la considération des propriétés élastiques de la matière, étudiées dans la Physique générale, et que nous allons rappeler succinctement.

Sans revenir sur les gaz et les vapeurs, examinés dans les deux

premiers volumes, et qu'il serait d'ailleurs inutile d'envisager pour l'objet qui nous occupe maintenant, nous rappellerons qu'on considère en général les corps solides comme formés de molécules très-petites juxtaposées, séparées par des intervalles de dimension comparable à leur grandeur, et en équilibre les unes par rapport aux autres sous l'action des forces attractives ou répulsives des molécules environnantes.

L'existence *simultanée* de ces deux forces est nécessaire pour expliquer les faits; car la force attractive seule ne permettrait l'équilibre que dans le cas où les molécules se toucheraient, ce qui rendrait la porosité impossible, et la force répulsive seule supprimerait toute cohésion.

Lorsqu'on vient appliquer à un corps solide ainsi constitué une ou plusieurs forces extérieures, il faut se figurer que ces forces, en faisant varier les distances des molécules entre elles, développent elles-mêmes de nouvelles forces, mais cette fois *intérieures*, et toujours résumées en une force d'attraction et une force de répulsion, ou seulement l'une des deux : c'est ainsi que, si l'on applique à l'extrémité d'une tige une force qui tende à l'allonger, il se développera une force intérieure d'attraction qui compensera l'effet de la première; si, au contraire, on cherche à la fléchir, il se développera une force d'attraction à l'extérieur de l'arc, une force de répulsion à l'intérieur, qui produiront le même effet. Ces nouvelles forces développées dans le solide et manifestées par une certaine déformation font ainsi équilibre aux forces extérieures, mais, lorsqu'on les enlève, il peut se faire que la déformation disparaisse et que le solide reprenne sa première forme, ou bien qu'elle persiste : dans ce dernier cas, on dit que la *limite d'élasticité* a été dépassée : un corps est d'autant plus *élastique* qu'il peut subir avant de revenir à sa forme primitive une déformation plus grande.

(873) Si nous prenons pour exemple une force appliquée à l'extrémité et dans la direction d'une tige retenue par un point fixe (fig. 322), nous verrons ce solide changer de forme, s'allonger, puis, si la force n'est pas trop grande, finir par prendre sous son action un certain état d'équilibre : ce fait prouve immédiatement

que les forces moléculaires sont fonction de la distance; l'expérience montre en outre que la force attractive varie moins rapidement que la force répulsive.

Il est facile de représenter ces résultats sur une courbe : considérons en effet deux axes rectangulaires (fig. 323) sur lesquels nous prendrons pour abscisses les distances des molécules et pour ordonnées les forces attractives ou répulsives : soit OA la distance d'équilibre entre deux molécules, pour laquelle les deux forces sont représentées par AM : si cette distance augmente, il est facile de voir que la force attractive plus grande tendra à les rapprocher, et, que, si elle diminue, la force répulsive les éloignera; on peut remarquer en outre que les ordonnées de la courbe des forces répulsives r varieront, ainsi que nous l'avons dit, plus rapidement que celles de la courbe attractive a.

Lorsque l'écart des molécules est très-petit, on peut supposer qu'il est proportionnel à l'effort développé, ou, en d'autres termes, que les tangentes des courbes a et r se confondent avec leurs arcs : cette proposition ne serait rigoureusement vraie que si l'écart était infiniment petit.

En effet, les deux forces variant avec la distance, on peut les exprimer par une fonction de la distance r des molécules.

En appelant r_0 la distance d'équilibre, h l'augmentation qu'elle reçoit par suite de l'effort, on aura pour expression de la force attractive :

$$P = f(r) = f(r_0 + h) = f(r_0) + hf'(r_0) + \frac{h^2}{1.2} f''(r_0) + \ldots\ldots$$

et lorsque h est très-petit :

$$P = f(r_0) + hf'(r_0)$$

Mais par hypothèse r_0 est la distance normale des molécules lorsqu'aucune force ne tend à les séparer : donc $f(r_0)$ est nul et l'on a bien :

$$P = hf'(r_0)$$

Réciproquement, l'allongement d'une tige (ou le raccourcissement, en supposant h négatif) sera proportionnel à la force qui le produira en admettant que cette force n'est pas considérable; et l'on remar-

quera que nous serons presque toujours en droit de faire cette supposition dans nos calculs sur la résistance des pièces de machines, ces pièces étant, par leur nature même, destinées à n'avoir que des mouvements inappréciables à l'œil et extrêmement petits.

Il ne sera pas cependant inutile de considérer quelquefois le cas où, par suite de circonstances exceptionnelles, cette limite très-rapprochée serait franchie, et où l'on serait même menacé de la rupture; c'est ce que nous ne manquerons pas de faire plus loin, lorsqu'il sera nécessaire d'entrer dans cet ordre de considérations.

(**874**) Les organes des machines sont en général soumis à un petit nombre d'actions différentes : on peut les résumer en disant que les pièces dont ils sont composés sont sollicitées par des forces agissant soit dans le sens de leur longueur, soit obliquement : dans le premier cas, leur effet se manifestera par l'allongement ou le raccourcissement; dans le second, par la flexion ou la torsion. Ce dernier cas suppose que les forces agissent sur la même pièce au moins en deux points et en deux sens différents.

§ 1. — Extension et compression.

(**875**) Soient : A la section d'un prisme;
L sa longueur;
i l'allongement de l'unité de longueur, ou allongement proportionnel $\frac{l}{L}$;
E un coefficient propre à la matière dont il s'agit.

On aura, d'après ce que nous venons de dire, pour expression de la force P :

$$P = EA\frac{l}{L} = EAi.$$

Partant de cette formule, nous distinguerons :

1° Le *coefficient* ou *module d'élasticité* du corps considéré;

2° La *raideur;*

3° Le *coefficient de résistance élastique;*

4° Le *coefficient de résistance à la rupture ;*

5° Le *coefficient de sécurité ;*

6° Le *coefficient de résistance vive élastique ;*

7° La *résistance vive de rupture.*

1° Le *coefficient* ou *module d'élasticité* E, dont la valeur est donnée par la formule

$$P = EA\frac{l}{L},$$

est un nombre considérable quand on prend pour unités le mètre et le kilogramme; il est facile de le voir en faisant A et i égaux à l'unité, c'est-à-dire en supposant la section du prisme égale à un mètre carré et sa longueur doublée sous l'effort, et en admettant, ce qui est bien loin de la réalité, que la loi soit encore vérifiée dans ces conditions.

2° La *raideur* est le rapport de la force P à l'allongement de la pièce, c'est-à-dire

$$\frac{P}{l} = \frac{EA}{L},$$

ou, en appelant V le volume de la pièce :

$$\frac{P}{l} = \frac{EV}{L^2}.$$

Elle est d'autant plus grande que l'allongement proportionnel est plus petit.

3° Le *coefficient de résistance élastique* P′ est une quantité fort importante à considérer. On sait, en effet, qu'une pièce peut être soumise à des efforts d'allongement ou de raccourcissement sans que l'élasticité cesse d'agir, c'est-à-dire sans qu'il y ait déformation, mais qu'il ne faut pas dépasser une certaine limite, parce qu'il s'établit au delà dans le corps un nouvel état moléculaire qui persiste, en partie du moins, une fois la force enlevée, et qui est très-défavorable à la résistance.

Si nous appelons i' l'allongement limite proportionnel que peut ainsi prendre la pièce, nous appellerons *coefficient de résistance élastique* $P' = Ei'$ la charge limite qu'on peut lui donner quand on prend la section égale à l'unité, et qu'on suppose le prisme revenant

à sa longueur primitive après l'effort : cette charge est du reste pour chaque corps un résultat d'expérience.

Il est bon d'observer que le coefficient de résistance élastique à la *compression* n'est pas le même, en général, pour une matière donnée, que le coefficient de *traction*.

4° Si l'on dépasse la limite d'élasticité, ou, en d'autres termes, si l'effort qu'on fait subir à la pièce est plus grand que P', *i* augmentera d'une façon irrégulière, et quelquefois très-rapidement jusqu'à la rupture.

Le *coefficient de résistance à la rupture* R sera, d'après ce que nous venons de dire, toujours plus grand que P'; il est égal à la charge de rupture P'' divisée par la section de la pièce.

$$R = \frac{P''}{A} \quad \text{ou} \quad P'' = AR.$$

On pourra d'ailleurs distinguer les deux charges de rupture par traction et de rupture par compression, généralement différentes.

5° Le *coefficient de sécurité* μ est le rapport entre la résistance théorique et l'effort qu'on veut dans tel ou tel cas de la pratique faire supporter à une pièce ; il est évident que, plus il y a d'écart entre P' et R, plus on a de sécurité; mais cette sécurité est encore augmentée par le coefficient μ, dont on affecte P' pour être bien assuré que les pièces ne se briseront point.

Ce coefficient est à la disposition de l'ingénieur, qui emploie telle ou telle valeur suivant l'importance de la pièce et l'obligation où l'on se trouve d'assurer plus ou moins sa résistance, comme aussi suivant sa masse, laquelle peut entraîner soit une grande dépense, soit la mise en jeu de forces considérables d'inertie : mais sa fixation dépend également de la sécurité qu'il plaît à chacun de se donner et pour ainsi dire du caractère de l'individu qui opère : il varie en général de $\frac{1}{2}$ à $\frac{1}{8}$.

Nous aurons donc pour expression de la charge pratique :

$$P''' = \mu AR,$$

et par unité de surface

$$\frac{P'''}{A} = \mu R.$$

6° Le *coefficient de résistance vive élastique* $\frac{1}{2}$ Ei^2 entre en considération lorsqu'on cherche à se rendre compte de ce qui se passe au moment d'un choc qui tend à déformer où à briser une pièce, et qu'on calcule le travail nécessaire pour arriver à ce résultat.

En effet, si l'on considère la force qui produit l'allongement comme variable pendant cet allongement, le travail produit sera évidemment donné par l'expression :

$$\int_0^l \mathrm{P}dl = \frac{\mathrm{EA}}{\mathrm{L}}\int_0^l ldl = \frac{1}{2}\mathrm{E}\frac{\mathrm{A}}{\mathrm{L}}l^2$$
$$= \frac{1}{2}\mathrm{EAL}\frac{l^2}{\mathrm{L}^2}$$
$$= \frac{1}{2}\mathrm{E}i^2 \times \mathrm{V}$$

C'est là la valeur de la résistance vive élastique, et $\frac{1}{2}$ Ei^2 sera le coefficient ou module de résistance vive d'élasticité.

7° Enfin, la *résistance vive de rupture*, dont la considération découle de la même remarque, donne la mesure du travail qu'il est nécessaire de développer pour arriver jusqu'à la rupture; mais ce coefficient n'est pas aussi simple à déterminer que le précédent. Il faut remarquer, en effet, que si l'on suppose la force P assez grande pour rompre la pièce, cette force aura d'abord commencé par altérer l'élasticité, et l'on ne pourra plus dire qu'elle est proportionnelle à l'allongement, puisqu'à partir du moment où la limite aura été dépassée elle aura varié avec lui.

Si l'on désigne par $\varphi(i)$ la fonction qui donne la loi de corrélation entre les deux, de sorte que l'on ait $\mathrm{P} = \mathrm{A}\,\varphi(i)$, on aura pour expression du travail à développer :

$$\int_0^{\mathrm{P}''} \mathrm{P}dl = \int_0^{\mathrm{P}''} \mathrm{A}\varphi(i)dl,$$

et comme on a :

$$i = \frac{l}{\mathrm{L}},$$

il vient :

$$dl = \mathrm{L}di,$$

et par suite :

$$\int_0^{P'} P dl = AL \int_0^{i'} \varphi(i) di$$

C'est là la ***résistance vive de rupture***, et $\int_0^{i''} \varphi(i) di$ sera le ***coefficient de résistance vive de rupture.***

Le corps considéré se rompra donc sous un effort déterminé, mais, suivant qu'il s'allongera plus ou moins auparavant, le coefficient $\int_0^{i''} \varphi(i) di$ sera plus ou moins considérable, et le travail à développer pour obtenir la rupture plus ou moins grand.

Ces considérations ont une très-grande importance relativement aux chocs que les pièces peuvent avoir à supporter, et montrent qu'il ne suffit pas, pour que deux substances soient identiques au point de vue dynamique, que leur résistance R à la rupture soit la même, l'une rompant sans presque s'allonger, l'autre pouvant subir avant de se rompre un certain allongement, pendant lequel un travail notable se produira : cette dernière présentera évidemment un très-grand avantage.

Les quantités E, i, R, $\frac{1}{2}Ei^2$ et $\int_0^{i''} \varphi(i) di$ sont des données nécessaires pour caractériser telle ou telle matière ainsi que son aptitude spéciale à tel ou tel emploi.

§ 2. — Flexion.

(876) Soit maintenant un prisme droit horizontal et à section symétrique par rapport à un plan vertical (fig. 324). Nous considérerons ce prisme comme formé de très-petites fibres indépendantes assez analogues à un paquet de tiges très-fines fortement serrées entre elles, et nous supposerons qu'elles s'allongent ou se raccourcissent sans glisser les unes sur les autres : il en résultera que des molécules situées dans une même section droite resteront encore après la flexion dans un même plan normal à l'axe, qui fera avec le premier un angle très-petit.

Appliquons à l'extrémité du prisme ainsi considéré une force Q

perpendiculaire à ses arêtes, et placée dans le plan de symétrie. Il se développera dans la partie supérieure des efforts de tension, dans la partie inférieure des forces de compression, et pour que l'équilibre s'établisse, il faudra et il sera suffisant :

1° Que la somme des composantes horizontales soit nulle, ou, en d'autres termes, que la somme des forces de traction diminuée de la somme des forces de compression soit égal à zéro ;

2° Que la somme des composantes verticales soit nulle, c'est-à-dire qu'il se développe dans le prisme un *effort tranchant* égal et opposé à Q.

3° Enfin, que la somme des moments des forces appliquées au prisme, pris par rapport à un axe quelconque perpendiculaire au plan de symétrie, soit nulle.

Pour trouver l'expression analytique de ces conditions, considérons deux sections normales très-voisines, et supposons la portion de prisme comprise entre elles formée d'une très-grande quantité de fibres, dont les unes, sous l'action de la force Q, se sont allongées, pendant que les autres se sont raccourcies, par suite de la déformation.

Nous pouvons facilement concevoir qu'entre les unes et les autres se trouve une file de molécules qui n'aura subi ni allongement ni raccourcissement, et n'aura par conséquent point changé de longueur : nous appellerons cette file de molécules la *fibre neutre*.

Soit ω un élément de surface de la section droite correspondant à une petite fibre, φ la force par unité de surface développée par la tension en ce point et égale, ainsi que nous le savons, à Ei, la force élémentaire sera

$$\varphi d\omega = Eid\omega.$$

Mais la quantité i représentant l'*allongement proportionnel*, ou le rapport de l'allongement à la longueur, on a (fig. 325) pour un point d'ordonnée v par rapport à la fibre neutre :

$$i = \frac{a}{b},$$

et à cause des triangles semblables :

$$\frac{a}{b}=\frac{v}{\rho},$$

en apppelant ρ le rayon de courbure de la pièce sous l'effort considéré.

Donc

$$\varphi d\omega = \mathrm{E}\frac{v}{\rho}d\omega$$

et pour toute la section

$$\int \varphi d\omega = \frac{\mathrm{E}}{\rho}\int v d\omega$$

Or, nous savons que $\int \varphi d\omega$ est nul en vertu de la première condition d'équilibre : par conséquent $\int v d\omega = 0$, et comme $\int v d\omega$ représente la somme des moments de tous les éléments de la section du prisme considérée par rapport à CD, il en résulte que dans chacune des sections la fibre neutre passe toujours par le centre de gravité.

(**877**) *Équation des moments.* — Cela posé, le moment de la force $\varphi d\omega$ par rapport à CD sera

$$\varphi d\omega \times v = \mathrm{E}\frac{v}{\rho}d\omega \times v$$

et la somme sera donnée par l'expression

$$\frac{\mathrm{E}}{\rho}\int v^2 d\omega.$$

Cette quantité, qui représente la somme des moments de toutes les forces intérieures agissant dans la section A, doit être égale, en vertu de la troisième condition d'équilibre, au moment de la force Q. Il vient donc

$$\frac{\mathrm{E}}{\rho}\int v^2 d\omega = \mathrm{Q}(l-x).$$

Il est évident qu'on aurait de même, si le prisme était sollicité par plusieurs forces :

$$\frac{E}{\rho}\int v^2 d\omega = \Sigma MQ$$

C'est là l'équation fondamentale de la théorie que nous étudions.

Moment d'élasticité. — La quantité $\int v^2 d\omega$ représente le *moment d'inertie* de la section considérée par rapport à l'axe CD : si nous la désignons pour abréger par μ, $\frac{E\mu}{\rho}$ sera le *moment d'élasticité* de la section, quantité qui joue un très-grand rôle dans les calculs de résistance.

Section de rupture. — La fatigue par unité de surface étant :

$$\varphi = Ei = E\frac{v}{\rho}$$

on a

$$\varphi = \frac{\Sigma MQ \times v}{\mu}$$

Il en résulte que la section de rupture est celle pour laquelle ΣMQ est maximum, et que, dans cette section, le point de rupture est celui pour lequel l'ordonnée v est maximum.

Courbe d'élasticité. — Les moments des forces appliquées, variant avec la section, sont fonction de la distance x de ces sections à l'origine. On a donc

$$\Sigma MQ = \frac{E\mu}{\rho} = f(x)$$

Or, comme la valeur du rayon de courbure est donnée, ainsi qu'on le sait, par l'expression

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\frac{d^2y}{dx^2}}{\left[1+\left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}}$$

et que nous pouvons supposer, à cause de la petitesse de la flexion,

que le second terme du dénominateur est négligeable devant l'unité, il vient :

$$\frac{1}{\rho}=\frac{d^2y}{dx^2}$$

et par conséquent

$$E\mu\frac{d^2y}{dx^2}=f(x)$$

ce qui permettra de trouver la courbe d'élasticité, ou forme qu'a prise la fibre neutre sous l'action des forces appliquées.

Travail moléculaire. — De même que nous avons calculé le travail des actions moléculaires lorsqu'une tige s'allonge ou se raccourcit, de même encore nous pouvons calculer ce travail lorsque la tige est soumise à la flexion.

En effet, le travail d'allongement étant, ainsi qu'on l'a vu au numéro 875,

$$\frac{1}{2}EAL\frac{l^2}{L^2} \quad \text{ou} \quad \frac{1}{2}EA\frac{l^2}{L}$$

on aura pour le travail subi par la fibre (fig. 325)

$$\frac{1}{2}E\omega\frac{a^2}{b}.$$

Remplaçant comme plus haut a par $b\frac{v}{\rho}$ il vient

$$\frac{1}{2}E\omega\frac{bv^2}{\rho^2}$$

et intégrant pour toute la section, afin d'avoir le travail total effectué

$$\frac{1}{2}\frac{Eb}{\rho^2}\Sigma\omega v^2.$$

Si l'on remarque que $\Sigma\omega v^2=\mu$, et que b n'est autre chose que l'accroissement de l'abcisse pour les deux sections infiniment voisines considérées, on verra que cette expression peut se mettre sous la forme

$$\frac{1}{2}E\mu\frac{dx}{\rho^2}$$

et qu'il suffit de l'intégrer entre deux valeurs quelconques de x pour avoir le travail moléculaire effectué dans une section du prisme comprise entre les deux tranches correspondantes.

(878) *Effort tranchant.* — Si nous voulons maintenant étudier l'effort tranchant, c'est-à-dire les forces verticales qui se développent dans la section même, isolons une tranche du prisme et prenons dans cette tranche un petit élément ω (fig. 326).

Nous pouvons supposer : 1° que les éléments situés à gauche de la section sont tirés dans un sens, ceux de droite en sens contraire ;

2° Que l'effort de glissement des fibres de A sur B s'oppose à la séparation.

Or, en un point d'ordonnée v, la force agissant par unité de surface sera

$$\varphi = \text{E}\frac{v}{\rho} = \frac{\text{MQ} \times v}{\mu},$$

et sur un élément $d\omega$ elle aura pour expression :

$$\frac{\text{MQ} \times v}{\mu} d\omega.$$

Il en résulte que la différence des efforts exercés sur les deux côtés infiniment voisins de la section sera représentée pour cet élément par la quantité

$$\frac{v}{\mu} d\omega d(\text{MQ}),$$

et pour toute la portion A par

$$\frac{\text{Q}ds}{\mu} \int_v^{\text{V}} v d\omega,$$

en remarquant que $d(\text{MQ}) = \text{Q}ds$, si on suppose ds constant, ce qui est à peu près exact, à cause de la petitesse de la flexion.

Mais si nous désignons par N la résistance au glissement rapportée à l'unité de surface, et par b la largeur du prisme, nous aurons immédiatement dans $\text{N}bds$ l'expression de la seconde force qui fait équilibre à la première.

En égalant ces deux expressions, il vient :

$$Nbds = \frac{Qds}{\mu}\int_{v}^{V} vd\omega,$$

et en représentant par v' la distance du centre de gravité de A à la fibre neutre, par ω' sa section,

$$N = \frac{Q}{\mu}\frac{v'\omega'}{b}$$

Les efforts tendant à faire glisser les nappes les unes sur les autres, qui sont nuls à la surface, augmentent donc pour diminuer ensuite jusqu'à zéro, à la fibre neutre.

(**279**) Il est facile de tirer de là la valeur de l'effort tranchant T, en un point quelconque du prisme, c'est-à-dire de la force verticale qui tend à couper le prisme en faisant tomber la partie de droite.

En effet, nous avons, en un point quelconque et sur une petite portion de fibre, deux forces horizontales de glissement N, égales à une différentielle près, agissant dans le sens indiqué par les flèches (fig. 327), et formant un couple retenu en équilibre par le couple des efforts tranchants T, égaux entre eux, encore à une différentielle près.

Or l'expression du premier est

$$Nbds \times dv$$

celle du second

$$Tbdv \times ds$$

Donc

$$Nbds \times dv = Tbdv \times ds$$

ou

$$N = T.$$

Ce qui démontre qu'en chaque point l'effort tranchant est égal à la résistance au glissement des molécules les unes sur les autres.

Quant à la somme de tous ces efforts, elle est évidemment égale

à Q. On peut cependant le démontrer en observan que sur l'unité de surface l'effort tranchant a pour expression :

$$T = N = \frac{Q}{\mu}\frac{v'\omega'}{b},$$

et sur un petit élément bdv

$$\frac{Q}{\mu} \times v'\omega' dv.$$

En prenant l'intégrale sur toute la hauteur de la section :

$$\Sigma T = \frac{Q}{\mu}\int v'\omega' dv$$
$$= \frac{Q}{\mu}\left\{v.v'\omega' - \int vd(v'\omega')\right\}.$$

Or, si on considère la section du prisme, il est facile de voir que l'accroissement du moment de surface $d(v'\omega')$, obtenu en changeant d'élément, est sensiblement égal à $vd\omega$, v variant très-peu dans l'intervalle.

Donc

$$\Sigma T = \frac{Q}{\mu}\left\{v.v'\omega' - \int v^2 d\omega\right\}.$$

Si nous supposons maintenant que nous appliquons ce qui précède à toute la section du prisme, le terme $v\,v'\omega'$ s'annule, puisque $v' = 0$, $\int v^2 d\omega$ est égal à μ, et il vient

$$\Sigma T = -Q,$$

ce qui est le résultat annoncé.

(**880**) Nous nous occuperons rarement, dans ce qui va suivre, de l'effort tranchant, car dans la pratique, et pour les formes usuelles des pièces de machines, sa valeur est toujours très-inférieure à la fatigue P de la pièce à l'encastrement; avec la marge que l'on se donne par l'adoption du coefficient de sécurité, on sera donc sûr que, si la pièce peut résister à P, elle résistera simultanément à P et à Q.

En effet, cette fatigue est égale à Ei ou $E\frac{v}{\rho}$, et comme on sait que l'on a :

$$\frac{E\mu}{\rho}=Q(l-x)$$

il vient :

$$\frac{Ev}{\rho}=Q(l-x)\frac{v}{\mu}$$

ou, en faisant $x=0$, puisque nous voulons comparer l'effort tranchant à la fatigue à l'encastrement :

$$P=\frac{Ev}{\rho}=Ql\frac{v}{\mu}.$$

On tire de là :

$$\frac{Q}{\mu}=\frac{P}{lv},$$

et par conséquent, en se rappelant la valeur de la trouvée plus haut,

$$N=P\frac{v'\omega'}{lbv}.$$

Prenons par exemple un prisme : soit h sa hauteur et b son épaisseur : nous aurons, pour cette forme particulière, en considérant le point de fatigue maximum, ou, ce qui revient au même, d'ordonné maximum,

$$v'=\frac{h}{4}$$

$$\omega'=b\times\frac{h}{2}$$

$$v=\frac{h}{2}$$

et, en remplaçant ces quantités par leur valeur :

$$N=P\frac{bh^2}{4bhl}=P\frac{h}{4l}.$$

Les pièces de machines étant en général très-longues relativement à leurs autres dimensions, on voit que N est beaucoup plus petit que P.

Quant à la valeur absolue de l'effort tranchant en ce point,

elle dépend évidemment de l'effort de traction par unité de surface $\frac{Q}{\omega}$: on a, pour la calculer :

$$N = \frac{Q}{\mu}\frac{v'\omega'}{b}$$
$$= \frac{Q}{\omega\rho^2} \times \frac{v'\omega'}{b}.$$

En remplaçant v' et ω' par leurs valeurs, et ρ^2 par $\frac{n'^2}{3} = \frac{h^2}{12}$, il vient :

$$N = \frac{Q}{\omega} \times \frac{3}{2}.$$

L'effort tranchant au point de fatigue maximum est donc égal, dans ces conditions, à une fois et demie l'effort que supporterait le prisme, si on supposait la force Q agissant dans le sens de sa longueur.

Études de quelques cas spéciaux de flexion.

Passons maintenant à l'étude de quelques cas spéciaux qui se présentent fréquemment dans la pratique.

(331) 1er *Cas.* — *Prisme encastré à une extrémité et chargé à l'autre* (fig. 328).

Lorsqu'une seule force agit sur le prisme, nous avons vu que le théorème des moments donne :

$$\frac{E\mu}{\rho} = Q(l - x)$$

ou

$$E\mu\frac{d^2y}{dx^2} = Q(l - x)$$

Courbe d'élasticité. — En intégrant, il vient d'abord :

$$E\mu\frac{dy}{dx} = Q\left(lx - \frac{x^2}{2}\right)$$

plus une constante qui est nulle, puisque, le prisme étant encastré, $\frac{dx}{dy} = 0$ lorsqu'on fait $x = 0$.

En intégrant une deuxième fois, on a :

$$E\mu y = Q\left(\frac{lx^2}{2} - \frac{x^3}{6}\right).$$

La constante est encore nulle, puisque pour $x = 0$, $y = 0$: c'est l'équation de la courbe affectée par le prisme sous l'action de la force Q; elle représente une parabole du 3ᵉ degré.

Flèche. — Pour avoir la valeur de la flèche, il suffit de faire dans cette équation $x = L$ et de prendre la valeur de y :

$$y = f = \frac{Q}{E\mu} l^3 \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{6}\right) = \frac{1}{3}\frac{Ql^3}{E\mu}$$

Section de rupture. — L'allongement proportionnel, en un point quelconque d'une section donnée, située à la distance x de l'encastrement, sera :

$$\frac{v}{\rho} = \frac{Q(l-x)v}{E\mu}$$

et la fatigue en ce point :

$$P = E\frac{v}{\rho} = \frac{Q(l-x)v}{\mu}.$$

Elle sera maximum pour $x = 0$ et v maximum, c'est-à-dire que la rupture se fera à l'encastrement, par extension ou compression, suivant que l'ordonnée v sera plus grande dans la partie supérieure ou inférieure à la fibre neutre.

Charge limite. — Si nous désignons par P' la résistance élastique, la valeur de la charge limite Q sera encore donnée par

$$P' = \frac{Ev}{\rho} = \frac{Q(l-x)v}{\mu}$$

d'où

$$Q = \frac{P'\mu}{lv} = P\frac{\omega\rho^2}{lv}$$

en appelant ρ le rayon de giration.

Il s'ensuit que la charge limite ne dépend pas seulement de ω, mais du produit $\omega\rho^2$, fait extrêmement important dont nous n'avons pas trouvé l'analogue dans l'étude des efforts par traction, et par lequel on voit qu'il ne suffit plus de mesurer la section de la pièce,

mais qu'il faut aussi considérer sa forme; nous reviendrons plus loin sur cette question.

Travail produit et résistance vive élastique. — Le travail développé pour produire une flèche f sera :

$$\int_0^f Qdy.$$

Or

$$Q=\frac{3E\mu}{l^3}y.$$

Donc

$$\int_0^f Qdy=\int_0^f \frac{3E\mu}{l^3}ydy=\frac{3}{2}\frac{E\mu}{l^3}f^2$$

L'expression du travail nécessaire pour arriver à la limite d'élasticité sera donnée par cette même expression, dans laquelle on remplacera f par sa valeur en fonction de Q, et Q par sa valeur en fonction de P', le coefficient de résistance élastique.

Comme

$$f=\frac{1}{3}Q\frac{l^3}{E\mu}, \quad \text{et} \quad Q=\frac{\mu P'}{lv},$$

il viendra :

$$f=\frac{1}{3}\frac{P'l^2}{Ev}=\frac{1}{3}\frac{il^2}{v},$$

et par suite

$$\int_0^f Qdy=\frac{3}{2}\frac{E\mu}{l^3}\times\frac{1}{9}\frac{i^2l^4}{v^2}$$

qu'on peut écrire sous une autre forme :

$$=\frac{1}{2}Ei^2\times\frac{1}{3}\frac{\mu l}{v^2}.$$

La résistance vive élastique dépend donc du facteur $\frac{1}{3}\frac{\mu l}{v^2}$.

(882) 2e *Cas. — Prisme encastré à une extrémité, et charge uniformément répartie* (fig. 329).

Supposons une charge uniforme P par unité de longueur, appliquée au prisme. Pour trouver l'équation de la courbe dans ce second cas, il suffit de remarquer que la somme des forces qui agissent sur

une section A du prisme, située à la distance x de l'encastrement, est égale à P ($l-x$), et que le point d'application de la résultante est au milieu de la partie du prisme qui reste. Il vient donc :

$$E\mu\frac{d^2y}{dx^2}=P(l-x)\frac{l-x}{2}=\frac{P}{2}(l-x)^2$$
$$=\frac{P}{2}(l^2-2lx+x^2).$$

En intégrant deux fois, on a d'abord :

$$E\mu\frac{dy}{dx}=\frac{P}{2}\left(l^2x-lx^2+\frac{x^3}{3}\right).$$

La constante est nulle, puisque pour $x=0$ on doit avoir $\frac{dy}{dx}=0$; puis :

$$E\mu y=\frac{P}{2}\left(\frac{l^2}{2}x^2-\frac{lx^3}{3}+\frac{x^4}{3.4}\right).$$

La constante est encore nulle, puisque, pour $x=0$, y est aussi égal à zéro.

C'est là l'équation de la courbe : pour avoir la flèche, faisons $x=l$: il vient :

$$f'=\frac{Pl^4}{2E\mu}\left(\frac{1}{2}-\frac{1}{3}+\frac{1}{12}\right)=\frac{1}{8}\frac{Pl^4}{E\mu}$$
$$=\frac{1}{8}\frac{(Pl)l^3}{E\mu}.$$

Or nous avons trouvé

$$f=\frac{Ql^3}{E\mu}.$$

Si nous supposons donc $Pl=Q$, ou, en d'autres termes, la force Q uniformément répartie sur tout le prisme, la nouvelle flèche sera égale aux $\frac{3}{8}$ seulement de la précédente.

La fatigue au point d'encastrement sera :

$$P=\frac{MQ}{\mu}v=\frac{Pl^2}{2}\frac{v}{\mu}$$
$$=\frac{1}{2}Ql\frac{v}{\mu}.$$

C'est la moitié de ce que nous avons trouvé dans le cas précédent. On pourrait facilement combiner les deux cas (1) et (2), en supposant à la fois une force placée à l'extrémité et une charge uniformément répartie.

(**883**) 3e *Cas.* — *Prisme posé sur deux appuis et chargé au milieu* (fig. 330).

Soit une force Q appliquée au milieu du prisme : il se développe sur les deux appuis des forces verticales qui font équilibre à la première, et qui, à cause de la symétrie, sont évidemment égales entre elles et à $\frac{Q}{2}$.

Au point de vue des forces qui le sollicitent, le prisme se divisera en deux parties bien distinctes : l'une, à droite du milieu, sur laquelle la force $\frac{Q}{2}$ agira seule ; l'autre, à gauche, qui sera sollicitée par les deux forces Q et $\frac{Q}{2}$.

Il viendra, en appliquant toujours les mêmes principes : pour la partie de droite :

$$E\mu\frac{d^2y}{dx^2}=-\frac{Q}{2}(l-x$$

et pour la partie de gauche :

$$E\mu\frac{d^2y}{dx^2}=-Q(l-x)+Q\left(\frac{l}{2}-x\right)=-Q\frac{l}{2}.$$

Les deux courbes considérées sont identiques, et ont, au point milieu du prisme, même tangente et même rayon de courbure.

On peut intégrer comme précédemment, il viendra :

$$E\mu y=\frac{Q}{4}\left(\frac{l^2x}{4}-\frac{x^3}{3}\right)$$

et

$$f=\frac{1}{48}\frac{Q}{E\mu}l^3.$$

Nous avions tout à l'heure :

$$f=\frac{1}{3}\frac{Q}{E\mu}l^3$$

La nouvelle flèche est donc égale au $\frac{1}{16}$ de l'ancienne.

Il était facile de prévoir ce résultat, en considérant le prisme comme encastré en son point milieu et soumis à chacune de ses extrémités à une force $\frac{Q}{2}$.

Il aurait alors suffi de remplacer l par $\frac{l}{2}$, Q par $\frac{Q}{2}$, dans la formule

$$f=\frac{1}{3}\frac{Ql^3}{E\mu},$$

pour obtenir le résultat cherché.

En faisant la même substitution dans la formule

$$E\frac{v}{\rho}=\frac{Qlv}{\mu}$$

qui donne la fatigue du prisme à l'encastrement, il vient :

$$\frac{Ev}{\rho}=\frac{1}{4}\frac{Qlv}{\mu}.$$

Ce qui prouve que la fatigue est quatre fois moindre que dans le premier cas.

(**884**) 4° *Cas.* — *Prisme posé sur deux appuis et charge uniformément répartie* (fig. 331).

Les mêmes considérations que précédemment donneront l'équation :

$$E\mu\frac{d^2y}{dx^2}=\frac{P}{2}(l-x)^2-\frac{Pl}{2}(l-x)$$
$$=-\frac{P}{2}x(l-x)$$

d'où l'on tire :

$$E\mu\frac{dy}{dx}=-\frac{P}{2}\left(\frac{lx^2}{2}-\frac{x^3}{3}\right)+C,$$

et comme $C = \frac{1}{24} Pl^2$,

$$E\mu y = -\frac{P}{2}\left(-\frac{l^3 x}{12} + \frac{l x^3}{6} - \frac{x^4}{12}\right).$$

La flèche sera obtenue en faisant $x = \frac{l}{2}$

$$f = -\frac{P}{2E\mu} l^4 \left(-\frac{1}{24} + \frac{1}{48} - \frac{1}{192}\right)$$
$$= \frac{5}{8}\frac{Pl^4}{48} = \frac{5}{8} \times \frac{1}{16} \times \frac{1}{3}(Pl)\frac{l^3}{E\mu}.$$

Sa valeur est donc égale aux $\frac{5}{8}$ de celle de la flèche que nous avons trouvée en supposant toute la charge au milieu, au lieu de la supposer uniformément répartie.

Quant à la fatigue $E\frac{v}{\rho}$, on l'aura toujours par la formule

$$E\frac{v}{\rho} = \frac{MQ.v}{\mu},$$

en remplaçant MQ par sa valeur : $-\frac{Px}{2}(l-x)$, et prenant le maximum de cette expression qui est obtenu en faisant $x = \frac{l}{2}$.
Il vient donc :

$$\frac{Ev}{\rho} = -\frac{1}{2} \times \frac{1}{4}\frac{(Pl)lv}{\mu}.$$

La fatigue est réduite à moitié.

(885) 5° *Cas. — Prisme encastré à un bout, soutenu à l'autre, avec charge uniformément répartie* (fig. 332).

Le support exerce alors sur le prisme une réaction qui peut être exprimée par Q. — On a donc :

$$E\mu\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{P}{2}(l-x)^2 - Q(l-x)$$
$$= \frac{P}{2}(l^2 - 2lx + x^2) - Q(l-x)$$

d'où

$$E\mu\frac{dy}{dx}=\frac{P}{2}\left(l^2x-lx^2+\frac{x^3}{3}\right)-Q\left(lx-\frac{x^2}{2}\right)+C,$$

et comme C est égal à zéro :

$$E\mu y=\frac{P}{2}\left(\frac{l^2x^2}{2}-\frac{lx^3}{3}+\frac{x^4}{3.4}\right)-Q\left(\frac{lx^2}{2}-\frac{x^3}{6}\right).$$

La constante est encore égale à zéro.

Il est facile d'avoir la valeur de Q en faisant $x=l$, $y=h$, h étant une quantité donnée, qui provient de la position du point d'appui : on a dans ce cas :

$$\frac{Ql^3}{3}=\frac{Pl^4}{8}-E\mu h$$

$$Q=\frac{3}{8}Pl-3\frac{E\mu h}{l^3}.$$

Si on fait $h=\frac{1}{8}\frac{Pl^4}{E\mu}$, ou, en d'autres termes, si l'on suppose h égal à la flèche naturelle que prendrait le prisme simplement encastré, on obtient :

$$\frac{3}{8}Pl=\frac{3E\mu h}{l^3},$$

c'est-à-dire $Q=0$, ce qui était évident *à priori*.

Si maintenant nous supposons $h=o$ (fig. 333), c'est-à-dire :

$$Q=\frac{3}{8}Pl,$$

il viendra :

$$E\mu\frac{d^2y}{dx^2}=\frac{P}{2}(l-x)^2-\frac{3}{8}Pl(l-x);$$

puis on intégrera.

Il est bon de remarquer que, dans ce cas, la charge n'est pas répartie également aux deux extrémités, et que, tandis que le point d'appui supporte seulement les $\frac{3}{8}$ de l'effort, le point d'encastrement en supporte les $\frac{5}{8}$.

Pour la fatigue, nous la trouverons encore en prenant la valeur de l'expression $\frac{Ev}{\rho}$.

Puisqu'on a

$$\frac{E\mu}{\rho}=\frac{P}{2}(l-x)^2-\frac{3}{8}Pl(l-x)$$
$$=\frac{P}{2}(l-x)\left(\frac{l}{4}-x\right)$$

il vient

$$\frac{Ev}{\rho}=\frac{P}{2}\frac{(l-x)\left(\frac{l}{4}-x\right)}{\mu}v$$

La fatigue est donc nulle pour $x=\frac{l}{4}$ et $x=l$; elle est >0 lorsque x varie de 0 à $\frac{l}{4}$, s'annule pour $x=\frac{l}{4}$, au point B, et devient négative de $\frac{l}{4}$ à l : il y a donc en B un point d'inflexion.

On trouvera le maximum absolu en égalant à zéro la dérivée de l'expression $(l-x)\left(\frac{l}{4}-x\right)$, c'est-à-dire pour

$$-(l-x)-\left(\frac{l}{4}-x\right)=0$$

ou

$$x=\frac{5}{8}l.$$

Ce sera là une des sections de rupture, et la fatigue dans cette section sera

$$E\frac{v}{\rho}=\frac{Pl^2v}{2\mu}\left(1-\frac{5}{8}\right)\left(\frac{1}{4}-\frac{5}{8}\right)$$
$$=-\frac{Pl^2v}{2\mu}\times\frac{9}{128}.$$

Pour $x=0$, on trouverait de même :

$$\frac{Ev}{\rho}=\frac{P}{2}\frac{l^2v}{4\mu}=\frac{Pl^2v}{\mu}\times\frac{1}{8},$$

et il est facile de voir que cette fatigue est plus grande que celle

trouvée précédemment : c'est donc à l'encastrement qu'est la véritable section de rupture, et si cette valeur n'a pas été fournie par la dérivée, c'est que $x = 0$ ne donne point un maximum analytique de l'expression $(l - x)\left(\frac{l}{4} - x\right)$: il n'y a maximum réel que par suite de la discontinuité provenant de l'encastrement.

On trouverait une particularité analogue dans le cas d'une poutre placée sur trois supports au même niveau (fig. 334), le support du milieu pouvant être assimilé à l'encastrement.

(886) 6° *Cas.* — *Prisme encastré aux deux extrémités et chargé en son milieu* (fig. 335).

Dans ce cas, les extrémités du prisme sont supposées logées de telle sorte que la fibre neutre soit horizontale en ces points, mais toutefois de manière qu'elle puisse glisser dans l'encastrement sous l'action de la force Q : on obtiendrait par exemple cette disposition par des sabots de fonte embrassant les extrémités de la pièce.

Indépendamment de la force $\frac{Q}{2}$ de sens contraire à Q qui se développe aux extrémités du prisme, il faut tenir compte du couple provenant de la tendance à la flexion en M : si nous désignons le moment de ce couple par A, il vient :

$$E\mu \frac{d^2y}{dx^2} = A - \frac{Q}{2}(l - x)$$

depuis $x = \frac{l}{2}$ jusqu'à $x = l$, et :

$$E\mu \frac{d^2y}{dx^2} = A - \frac{Q}{2}(l - x) + Q\left(\frac{l}{2} - x\right) = A - \frac{Qx}{2}$$

depuis $x = 0$ jusqu'à $x = \frac{l}{2}$.

Ces deux équations montrent bien qu'il y a symétrie des deux côtés du point milieu, puisque le point désigné à gauche par x a son symétrique désigné à droite par $l - x$.

Prenons par exemple la première équation et intégrons :

$$E\mu\frac{dy}{dx}=Ax-\frac{Q}{2}\left(lx-\frac{x^2}{2}\right)+C.$$

Or, pour $x=\frac{l}{2}$, $\frac{dy}{dx}$ est nul. Donc :

$$(1) \qquad A\frac{l}{2}-\frac{Q}{2}l^2\left\{\frac{1}{2}-\frac{1}{8}\right\}+C=0;$$

et comme on a aussi $\frac{dy}{dx}=0$ pour $x=l$, il vient encore :

$$(2) \qquad Al-\frac{Q}{2}\left(l^2-\frac{l^2}{2}\right)=C.$$

Égalant les deux valeurs de C (1) et (2) :

$$A\frac{l}{2}-\frac{Q}{2}l^2\left\{\frac{1}{2}-\frac{1}{8}\right\}=Al-\frac{Q}{2}\left(l^2-\frac{l^2}{2}\right)$$

d'où

$$\frac{Al}{2}=\frac{Ql^2}{16} \quad \text{et} \quad A=\frac{1}{8}Ql$$

Par suite

$$C=\frac{3}{16}Ql^2-\frac{1}{16}Ql^2=\frac{1}{8}Ql^2.$$

Reprenant donc l'équation générale, nous aurons :

$$E\mu\frac{dy}{dx}=\frac{1}{8}Qlx-\frac{Q}{2}\left(lx-\frac{x^2}{2}\right)+\frac{1}{8}Ql^2$$
$$=\frac{1}{8}Ql^2-\frac{3}{8}Qlx+\frac{1}{4}Qx^2$$

et en intégrant encore

$$E\mu y=\frac{1}{8}Ql^2x-\frac{3}{16}Qlx^2+\frac{1}{12}Qx^3+C'.$$

Comme pour $x=l y$ est égal à zéro, on a :

$$Ql^3\left(\frac{1}{8}-\frac{3}{16}+\frac{1}{12}\right)+C'=0$$

$$C'=-\frac{Ql^3}{48}$$

et par conséquent

$$E\mu y = -\frac{Ql^3}{48} + \frac{1}{8}Ql^2x - \frac{3}{16}Qlx^2 + \frac{1}{12}Qx^3.$$

C'est l'équation de la courbe élastique.

La flèche sera obtenue en faisant $x = \frac{l}{2}$:

$$f = \frac{Ql^3}{E\mu}\left\{-\frac{1}{48} + \frac{1}{16} - \frac{3}{64} + \frac{1}{96}\right\} = \frac{1}{192}\frac{Ql^3}{E\mu}.$$

Si nous nous rappelons que nous avons trouvé pour expression de la flèche, dans le cas où on suppose les deux extrémités libres et non encastrées :

$$f = \frac{1}{48}\frac{Ql^3}{E\mu},$$

nous verrons que la nouvelle flèche est égale au quart de la précédente.

La fatigue sera :

$$\begin{aligned} P &= \left[A - \frac{Q}{2}(l - x)\right]\frac{v}{\mu} \\ &= \left(\frac{1}{8}Ql - \frac{1}{2}Ql + \frac{1}{2}Qx\right)\frac{v}{\mu} \\ &= \frac{1}{2}Q\frac{v}{\mu}\left(x - \frac{3}{4}l\right). \end{aligned}$$

Pour $x = \frac{l}{2}$ ou $x = l$, la fatigue est la même et égale à $\frac{1}{8}Ql\frac{v}{\mu}$.

On aurait du reste pu trouver la flèche et la fatigue directement, en considérant qu'elles doivent être égales à deux fois la flèche et une fois la fatigue d'un prisme de longueur égale au quart du prisme considéré, encastré à un bout et chargé à l'autre d'un poids moitié moindre.

(887) On pourrait multiplier indéfiniment les exemples de cas analogues, en augmentant le nombre des points d'appui, faisant varier le mode d'application des charges, etc.; mais ce développement nous entraînerait trop loin, et il suffira de remarquer et de se rappeler pour tout calcul de ce genre :

1° La manière de poser les équations, fondée sur le théorème des moments ;

2° Celle de déterminer les constantes en prenant des cas spéciaux qui permettent de désigner d'avance les coordonnées d'un point de la courbe d'élasticité, ou la tangente à la courbe en ce point ;

3° La nécessité de considérer spécialement les diverses parties du prisme lorsqu'il y a un système discontinu de forces ;

4° La discontinuité *analytique* et la continuité *physique* de la courbe de l'axe neutre, par suite de la nécessité d'avoir même tangente et en outre même courbure aux points de raccordement ;

5° La nécessité d'un examen spécial de chaque courbe pour déterminer la section de rupture.

On résoudra sans difficulté, avec ces principes et les quelques applications que nous avons données, tous les problèmes du même genre qui pourraient se présenter pour la construction ou l'examen des pièces de machines : on a du reste assez rarement l'occasion d'en rencontrer de plus difficiles.

(**888**) Nous avons vu que la charge limite ne dépendait pas seulement de la quantité ω, mais bien du produit $\omega\rho^2$; si nous remarquons que ρ est une certaine moyenne de valeurs de v et si nous appelons V l'ordonnée maximum, ρ sera nécessairement plus petit, et nous pourrons poser, en désignant par K une quantité plus petite que l'unité :

$$\rho = KV$$

Il vient alors :

$$Q = \frac{P\omega K^2 V}{l}.$$

Donc, pour une même valeur de ω, la charge limite sera d'autant plus grande que V sera plus grand et que K se rapprochera davantage de l'unité.

Ces deux conditions sont évidemment réunies, en supposant que la matière se rapproche du point d'ordonnée maximum, c'est-à-dire le plus loin possible de la fibre neutre : il résulte de là que la forme rationnelle d'un solide devant résister à la flexion devra être analogue à celle des figures 336 à 339.

Ces figures font voir la matière portée autant que possible à la circonférence, mais toutefois reliée au centre par des nervures d'une certaine épaisseur : il faut en effet, non-seulement que l'on tienne compte de la condition que nous venons de trouver, mais aussi que la partie médiane étroite soit assez forte pour établir la solidarité entre les deux parties extrêmes.

C'est ainsi que l'on a été amené à construire les rails à double champignon, les balanciers de machines à nervures, les poutres à T, à double T, etc.; de même, lorsqu'il arrive que dans une pièce certaines parties doivent être normalement soumises à un effort de traction, d'autres à un effort de compression, il est bon que la forme du solide accuse encore cette différence; nous citerons comme exemple la forme du rail Vignole, qui dérive en partie de cette considération, et nous ajouterons qu'on n'a pas suffisamment égard en général dans la pratique à cette règle si judicieuse.

De même, on emploie souvent, principalement en Angleterre, pour les ponts ou viaducs métalliques, d'énormes poutres en fer, dont les parties supérieure et inférieure très-lourdes sont réunies par des pièces verticales très-espacées et assez minces (fig. 340). Cette disposition est avantageuse pour la même raison que plus haut, savoir, que la fibre neutre ne travaillant pas par flexion et les parties voisines travaillant peu, il y a avantage à transporter la matière aussi loin d'elle que possible, toujours sous la condition expresse que les parties extrêmes seront suffisamment reliées entre elles par la partie médiane.

(889) Quand il s'agit de pièces de bois et non plus de pièces métalliques, où l'on peut disposer la matière comme on l'entend, on a à résoudre un tout autre problème : il s'agit alors d'une pièce à section rectangulaire dont il faut tirer le meilleur parti possible.

Il est facile de voir qu'on aura avantage à placer cette pièce de champ et non à plat ; car, si nous appelons $2b$ sa base, et $2h$ sa hauteur, nous avons

$$\mu=\int_{-h}^{+h} v d\omega.$$

Or

$$d\omega = b dv.$$

Donc

$$\mu = \int_{-h}^{+h} v^2 dv = \frac{4}{3} bh^3.$$

Mais la surface de la section S est égale à $4bh$. Donc

$$\mu = \frac{1}{3} Sh^2,$$

et la fatigue étant donnée par l'expression

$$F = MQ\frac{h}{\mu},$$

il vient:

$$F = 3MQ\frac{1}{Sh}.$$

La fatigue est donc en raison inverse de la hauteur.

Il est vrai que les poutres employées en charpente sont généralement carrées, cette forme étant celle qui donne le plus grand rendement de matière au débitage; mais on peut, encore dans ce cas, se demander s'il y a avantage à placer la diagonale du carré verticalement ou horizontalement.

On sait que quand le moment d'inertie d'une surface est le même pour deux directions rectangulaires, il ne change pas, quelle que soit la direction : le moment d'inertie μ est donc le même dans le cas du carré, quelle que soit la position de la poutre.

Par suite, la fatigue est proportionnelle à v : or, le maximum de v, si on suppose la diagonale verticale, est $\frac{\sqrt{2}}{2}$, et seulement $\frac{1}{2}$, si on la suppose à 45° : il faut donc éviter de placer la diagonale verticalement.

Mais la poutre carrée, qui est celle de plus grand rendement, n'est point celle de plus grande résistance, et on peut se demander le meilleur emploi à retirer à ce point de vue d'un arbre non équarri.

Il faut donc partir de la condition

$$b^2 + h^2 = R^2,$$

et se demander quel est le maximum de l'expression bh^2, ou Sh.

Pour cela, prenant la différentielle de cette expression et l'égalant à zéro, il vient :

(1) $$2bhdh + h^2db = 0.$$

Mais en différenciant l'équation $b^2 + h^2 = R^2$ on a :

$$bdb + hdh = 0,$$

et, par conséquent, en égalant (1) et (2) :

$$2b^2 = h^2.$$

Remplaçant h^2 par sa valeur dans l'équation de condition, il vient :

$$3b^2 = R^2,$$

$$b = \frac{R}{\sqrt{3}},$$

d'où

$$h = R\frac{\sqrt{2}}{\sqrt{3}}.$$

La section de la pièce est alors

$$4bh = \frac{R^2}{3}\sqrt{2} = 1{,}88R^2.$$

Les différentes sections de l'arbre circulaire, de la pièce de rendement maximum, et de celle de résistance maximum, sont donc entre elles comme les nombres 3, 14, — 2 — et 1, 88.

(**890**) Nous examinerons encore la question de savoir si, étant donnés l'effort à supporter et la masse qui doit lui résister, il est préférable d'employer *un grand nombre de petites pièces* ou *un petit nombre de grosses pièces*.

Nous allons voir que l'avantage est du côté de ce dernier cas.

Comparons en effet les efforts supportés par une grosse pièce et une petite, à section semblable et de même longueur ; on sait que

l'effort que pourra supporter la poutre est donné par l'expression :

$$P' = Ql\frac{v}{\mu}$$
$$= Ql\frac{1}{\omega K^2 v}$$

Cette expression est du degré — 3 par rapport aux longueurs, puisque ω est du degré 2 et v du degré 1.

Donc, les fatigues de deux pièces à section semblable, soumises à la même force, sont en raison inverse du cube de leurs dimensions homologues.

Cela posé, si on compare m petites poutres semblables à une seule grande de même section totale, et si on pose par conséquent :

$$ma^2 = A^2,$$

le rapport des fatigues supportées par les deux groupes sera :

$$\frac{A^3}{ma^3} = \frac{A^3}{ma^2.a} = \frac{A^3}{A^2a} = \frac{A}{a}.$$

Ce rapport est donc, pour une même charge, égal à $\frac{A}{a}$, et il vaut mieux avoir une grosse poutre que plusieurs petites : de là l'usage des *armatures*, employées dans les constructions, et destinées à rendre plusieurs poutres solidaires.

Solides d'égale résistance.

(891) Nous allons passer maintenant à un autre ordre de considérations : nous avons vu, en calculant la fatigue dans chacun des cas spéciaux précédemment étudiés, qu'elle variait avec la distance à l'origine, et nous avons trouvé la section où elle était maximum ; les dimensions d'un prisme devant résister à une action donnée étant calculées d'après cet effort, il en résulte que, dans tout le reste du solide, la fatigue étant moindre, il y aura une certaine quantité de matière inutile : on pourrait se proposer d'en faire l'économie,

en faisant varier les sections de manière à avoir dans chacune d'elles la même fatigue maximum, c'est-à-dire

$$P = C$$

ou

$$\sum MQ\frac{v}{\mu} = C.$$

(892) 1er *Cas. — Prisme encastré à un bout et chargé à l'autre.*

Si nous considérons le cas particulier où on n'a qu'une seule force Q à l'extrémité du prisme, il vient :

$$Q(l-x)\frac{v}{\mu} = C.$$

Le problème n'est point déterminé, puisqu'on peut faire varier l'un quelconque des éléments de la section.

Soient $2h$ la hauteur du prisme,

$2b$ sa largeur,

il vient

$$v = h$$

$$\mu = \int_{-h}^{+h} 2b\,dy.y^2 = \frac{4}{3}bh^3,$$

d'où

$$\frac{v}{\mu} = \frac{3}{4bh^2}$$

et

$$P = Q(l-x)\frac{3}{4bh^2}.$$

Il suit de là que si l'on prend h constant en faisant varier b, le solide d'égale résistance se présentera en plan comme un triangle ayant sa base à l'encastrement et son sommet à l'extrémité opposée du prisme (fig. 341).

Si l'on prenait au contraire b constant pour faire varier h, solution bien plus fréquemment employée, le profil vertical serait parabolique (fig. 342).

C'est un profil très-approché de celui-là qui est usité dans la construction des balanciers de machines.

On pourrait encore se donner la condition d'avoir des sections parallèles toujours semblables à elles-mêmes; $\frac{v}{\mu}$ serait alors de la forme $\frac{K}{a^3}$, et on aurait

$$Q(l-x)\frac{K}{a^3}=C$$

ou

$$a^3=\frac{Q}{C}K(l-x)$$

qui représente une parabole du 3e degré dont a serait l'ordonnée.

Il faut remarquer qu'à l'extrémité du prisme cette formule donne une section nulle; cela provient de ce que nous ne tenons pas compte de l'effort tranchant, qui, plus petit que la fatigue de flexion à l'encastrement et pour les parties voisines, devient plus grand qu'elle vers l'extrémité : il faut y remédier dans la pratique en renflant le bout de la pièce.

C'est ainsi que, l'extrémité du balancier portant un bourrelet pour attacher la bielle, le profil de ce bourrelet se raccorde avec celui du balancier, de façon à donner partout à cet organe une épaisseur suffisante.

Il faut ajouter que l'épaisseur du balancier n'est point uniforme dans une même section, et que la matière est rassemblée principalement sur le bord, en formant des nervures qui laissent seulement entre elles une toile assez mince.

Si l'on ne tient pas compte de cette toile, mais seulement des nervures, on aura :

$$\mu=2\omega.v^2,$$

en considérant tous les points de chacune des deux nervures comme à égale distance de l'axe, ce qui est suffisamment voisin de la vérité.

Dans ce cas,

$$Q\frac{l-x}{2\omega v}=C$$

et v est une fonction de x du premier degré : le balancier se composera donc de deux nervures formant triangle (fig. 343).

En tenant compte à la fois de la nervure et de la toile, on peut poser approximativement :

$$v = h$$
$$\mu = \frac{4}{3}bh^3 + 2\omega h^2,$$

ce qui donne

$$\frac{v}{\mu} = \frac{1}{\frac{4}{3}bh^2 + 2\omega h},$$

d'où

$$\frac{4}{3}bh^2 + 2\omega h = \frac{Q}{C}(l-x)$$
$$h^2 + \frac{3\omega}{2b}h = \frac{3}{4}\frac{Q}{Cb}(l-x).$$

La forme du solide sera celle de la figure 344; c'est une parabole n'ayant point même sommet que tout à l'heure, dont l'axe est seulement parallèle à OX sans se confondre avec lui, et qui représente la figure exacte donnée dans la pratique au balancier.

(**893**) 2ᵉ *Cas. — Prisme encastré à un bout, et charge uniformément répartie.*

En appliquant le même raisonnement, on voit qu'il faut avoir :

$$\frac{P}{2}(l-x)^2\frac{v}{\mu} = C.$$

Comme $\frac{v}{\mu} = \frac{3}{4bh^2}$, il vient :

$$bh^2 = \frac{3P}{8C}(l-x,$$

Si on suppose b constant et h variable, l'élévation sera un triangle (fig. 345); si on suppose h constant et b variable, le plan sera formé par deux arcs de parabole (fig. 346).

On pourrait prendre les deux cas précédents en les réunissant, et supposer que le prisme est sollicité à la fois par une force placée à l'extrémité et par une charge uniformément répartie.

On aurait alors :

$$\left\{\frac{P}{2}(l-x)^2+Q(l-x)\right\}\frac{v}{\mu}=C$$

$$\frac{v}{\mu}=\frac{3}{4bh^2},$$

et on trouverait, en effectuant les opérations :

Pour P positif, un arc d'hyperbole;
Pour P négatif, un arc d'ellipse;
Pour P nul, un arc de parabole.

(**894**) 3e *Cas.* — *Prisme posé sur deux appuis et chargé au milieu.*

Il suffira, dans les résultats du premier cas, de remplacer par $-\frac{Q}{2}$, l par $\frac{l}{2}$.

(**895**) 4e *Cas.* — *Prisme posé sur deux appuis, et charge uniformément répartie.*

Il faut avoir :

$$\left\{\frac{P}{2}(l-x)^2-\frac{Pl}{2}(l-x)\right\}\frac{v}{\mu}=C \qquad \frac{v}{\mu}=\frac{3}{4bh^2},$$

d'où

$$\frac{-3Px^2+3Plx}{8bh^2}=C;$$

ou, en changeant le signe de C :

$$8bh^2C+3Px^2-3Plx=0.$$

Si b est constant et h variable, on aura pour profil, en élévation, une ellipse dont le centre sera au milieu du prisme (fig. 347); si h est constant et b variable, le profil du plan sera donné par deux arcs de parabole (fig. 348).

(**896**) 5e *Cas.* — *Prisme encastré à une extrémité, soutenu à l'autre, et charge uniformément répartie.*

On aura, en supposant l'appui au niveau de l'encastrement :

$$\left\{\frac{P}{2}(l-x^2)-\frac{3}{8}Pl(l-x)\right\}\frac{v}{\mu}=C,$$

et remplaçant $\frac{v}{\mu}$ par $\frac{3}{4hb^2}$,

$$\frac{4}{3}bh^2C=\frac{P}{2}(l-x)\left(\frac{l}{4}-x\right).$$

On trouve, en élévation, deux arcs d'hyperbole (fig. 349), si on suppose b constant ; en plan, deux arcs de parabole (fig. 350), si on suppose h constant.

(897) 6ᵉ *Cas. — Prisme encastré aux deux bouts, chargé au milieu.*

On le décomposerait en quatre solides encastrés à un bout, chargés à l'autre, et on obtiendrait ainsi pour le profil de l'élévation la figure 351 ; pour celui du plan, la figure 352.

Mais il est facile de voir, dans ces deux derniers cas, qu'en ne considérant pas la résistance transverse nous obtenons un résultat impossible, savoir une section nulle aux points M : il faudrait corriger le résultat ainsi obtenu de la valeur de l'effort tranchant.

(898) On pourrait enfin se demander la forme qu'il y aurait lieu de donner à un prisme hétérogène.

Prenons le cas le plus simple, où le prisme est composé seulement de deux parties longitudinales de nature différente, et placées l'une sur l'autre verticalement.

Soient : E, E′ leurs coefficients d'élasticité,

Ω, Ω′ leurs sections,

v, v' les ordonnées de chacune des parties considérées.

L'équilibre exige que les fatigues totales de chacune des deux parties soient égales, ou

$$\frac{1}{\rho}\Sigma Ev\omega=\frac{1}{\rho}\Sigma E'v'\omega',$$

c'est-à-dire que la fibre neutre soit au centre de gravité des deux sections considérées comme ayant des densités E, E′.

Si nous supposons que le prisme a la forme d'un double T, v pourra être considéré comme constant ainsi que v', et il viendra

$$E\Omega\frac{v}{\rho}=E'\Omega'\frac{v'}{\rho}.$$

Si P et P′ sont les fatigues limites des deux substances qui composent le solide, on veut avoir :

$$\frac{Ev}{\rho}=P \qquad \frac{E'v'}{\rho}=P',$$

Donc

$$\frac{P}{P'}=\frac{\Omega'}{\Omega}.$$

Les sections doivent être en raison inverse des efforts limites qu'elles peuvent supporter par unité de surface.

(**899**) *Prisme soumis à des forces quelconques.*

Considérons maintenant le cas d'un prisme encastré à une extrémité et soumis à l'autre à une force Q située dans le plan vertical passant par l'axe, mais oblique sur cet axe (fig. 353).

Dans ce cas, il faut décomposer la force Q en deux autres, l'une F dirigée suivant l'axe, l'autre R perpendiculaire à cette direction.

On aura alors, non plus $\Sigma\varphi = 0$, comme dans le cas d'une force normale, mais bien :

$$\Sigma\varphi=F;$$

mais on a toujours $\varphi = Eid\omega$.

Il est facile de voir que la fibre neutre ne passe plus par le centre de gravité, mais se trouve au-dessous.

En effet, soit z sa distance au centre de gravité (fig. 354), on n'a plus $i = \frac{v}{\rho}$, mais

$$i=\frac{v+z}{\rho}.$$

Donc

$$\varphi=E\frac{v+z}{\rho}d\omega$$

et

$$\int \varphi = \mathrm{E} \int \frac{v+z}{\rho} d\omega$$
$$= \frac{\mathrm{E}}{\rho} \int v d\omega + \mathrm{E} \int d\omega \frac{z}{\rho}.$$

Or, $\int v\, d\omega$ est le moment de la section considérée par rapport à l'horizontale de son centre de gravité : cette quantité est donc nulle, et on a :

$$\Sigma\varphi = \mathrm{E} \int d\omega \frac{z}{\rho},$$

ou, comme $\Sigma\varphi = \mathrm{F}$,

$$\mathrm{F} = \mathrm{E} \frac{z}{\rho} \omega.$$

On déduit de cette expression la valeur du raccourcissement produit sur la fibre du centre de gravité par la force F, car il vient :

$$i' = \frac{z}{\rho} = \frac{\mathrm{F}}{\mathrm{E}\omega}.$$

De plus, F étant supposé positif à cause de sa direction, E, ω et ρ l'étant d'ailleurs forcément, il s'ensuit que z est positif, et par conséquent que la fibre neutre est bien réellement au-dessous de la fibre du centre de gravité.

Si nous appliquons maintenant le théorème des moments :

$$\Sigma \mathrm{M}\varphi = \mathrm{MQ},$$

nous poserons :

$$\Sigma \mathrm{M}(\mathrm{E}i d\omega) = \mathrm{MQ};$$

et comme $i = \dfrac{v+z}{\rho}$,

$$\Sigma \mathrm{E} d\omega \frac{v+z}{\rho} v = \mathrm{MQ}.$$

On obtient, en développant cette équation :

$$\frac{\mathrm{E}}{\rho} \int v^2 d\omega + \frac{\mathrm{E}}{\rho} z \int v d\omega = \mathrm{MQ},$$

ou, comme $\int v d\omega = 0$
et $\int v^2 d\omega = \mu$,

$$\frac{E\mu}{\rho} = MQ.$$

Nous retombons ainsi sur la même formule que dans le cas de la force verticale.

La courbe d'élasticité sera donc obtenue encore par l'équation:

$$E\mu \frac{d^2y}{dx^2} = MQ.$$

On peut la considérer comme représentant soit la courbe de la fibre neutre, soit celle des centres de gravité, car elles ne diffèrent entre elles que d'une quantité négligeable.

En effet,

$$\rho' = \rho + z = \rho\left(1 + \frac{F}{E\omega}\right),$$

et en négligeant $\frac{F}{E\omega}$ qui est très-petit à cause de la grande valeur de E,

$$\rho' = \rho.$$

Quant à la fatigue, elle sera donnée par l'expression:

$$P = \frac{v + z}{\rho}.$$
$$= \frac{Ev}{\rho} + \frac{Ez}{\rho}$$
$$= MQ\frac{v}{\mu} + \frac{F}{\omega}.$$

On voit donc, d'après ce que nous venons de dire, que la forme du solide sera la même que si la force Q était verticale; mais à la force de flexion il faudra ajouter une force de tension ou de compression uniformément répartie sur la section, et produisant sur la fibre neutre un allongement ou un raccourcissement dont il faudra tenir compte.

Il serait facile de passer du cas que nous venons de considérer à celui de plusieurs forces obliques et situées dans le plan de symétrie.

(900) ***Application de la théorie précédente à une colonne chargée verticalement et encastrée à la partie inférieure*** (fig. 355). Nous supposerons que le solide a déjà fléchi, et nous allons chercher sa position d'équilibre sous la force verticale F.

L'équation des moments sera, comme dans le cas d'une force perpendiculaire au prisme, et en appelant μ le moment d'inertie de la section de la barre par rapport au diamètre perpendiculaire au plan de flexion :

$$E\mu \frac{d^2y}{dx^2} = F(f-y).$$

Elle ne se distingue des précédentes qu'en ce que la différentielle seconde y est une fonction, non plus de x, mais de y.

Il suffit d'intégrer pour avoir la courbe d'élasticité; pour cela, multiplions les deux membres par dy, ce qui donne :

$$E\mu \frac{d^2y}{dx^2} dy = F(f-y)dy,$$

et intégrons une première fois par rapport à y:

$$\frac{1}{2}\left(\frac{dy}{dx}\right)^2 = \frac{E}{E\mu}\left(fy - \frac{y^2}{2}\right) + C.$$

Si le prisme est encastré par le pied, comme nous le supposons, on a pour $y = 0$

$$\frac{dy}{dx} = 0;$$

donc

$$C = o.$$

En transformant l'équation ci-dessus, il vient :

$$dx\sqrt{\frac{F}{E\mu}} = \frac{dy}{\sqrt{2fy - y^2}} = -\frac{-\frac{dy}{f}}{\sqrt{1-\left(1-\frac{y}{f}\right)^2}};$$

et en intégrant :

$$x\sqrt{\frac{F}{E\mu}} = \text{arc cos}\left(1 - \frac{y}{f}\right) + C.$$

Pour $x = 0$, y est nul; on a donc encore $C = 0$, et par conséquent

$$1 - \frac{y}{f} = \cos x \sqrt{\frac{F}{E\mu}},$$

ou enfin

$$y = f\left\{1 - \cos x \sqrt{\frac{F}{E\mu}}\right\}.$$

C'est l'équation de la courbe d'élasticité.

Si l'on commence par limiter la valeur de la flèche, c'est-à-dire par se donner $y = f$ pour $x = L$, on pourra mettre l'équation sous une forme différente : en effet, remplaçant ces quantités par leur valeur dans l'équation de la courbe, il vient

$$\cos L \sqrt{\frac{F}{E\mu}} = 0,$$

et par suite :

$$L \sqrt{\frac{F}{E\mu}} = (2n + 1)\frac{\pi}{2}.$$

L'on tire de là :

$$\sqrt{\frac{F}{E\mu}} = (2n + 1)\frac{\pi}{2}\frac{1}{L};$$

et par conséquent :

$$\cos x \sqrt{\frac{F}{E\mu}} = \cos (2n + 1)\frac{\pi}{2}\frac{x}{L},$$

d'où cette nouvelle forme de l'équation de la courbe d'élasticité :

$$y = f\left\{1 - \cos (2n + 1)\frac{\pi x}{2L}\right\}.$$

1° Si nous prenons $n = 0$, il vient :

$$y = f\left(1 - \cos \frac{\pi x}{2L}\right).$$

Pour $x = 0$, y est égal à zéro, et il croît depuis $x = 0$, jusqu'à $x = L$, où il devient égal à f.

Le solide prend la forme (1) (fig. 355).

2° Pour $n = 1$, il vient :

$$y = f\left(1 - \cos \frac{3\pi}{2} \cdot \frac{x}{L}\right),$$

et on a :

Pour $x=o$,

$$y=o;$$

Pour $x=L$,

$$y=f.$$

Dans l'intervalle, y est encore égal à f, pour $\cos\frac{3\pi}{2}\cdot\frac{x}{L}=0$, c'est-à-dire pour $\frac{3\pi}{2}\cdot\frac{x}{L}=\frac{\pi}{2}$, ou $x=\frac{L}{3}$.

Enfin pour $\cos\frac{3\pi}{2}\cdot\frac{x}{L}=-1$, on a :

$$y=2f.$$

Et comme $\frac{3\pi}{4}\cdot\frac{x}{L}=\frac{\pi}{2}$,

$$x=\frac{2L}{3}.$$

On obtient donc la forme (2) représentée figure 355.

Il serait facile de continuer en remplaçant successivement n par 2, 3, 4, etc., et de trouver les courbes correspondantes : la figure 357 correspond à $n=2$.

(**901**). A chacune de ces formes de courbes, données par chaque valeur de n, correspond une certaine valeur de F, donnée par la formule trouvée plus haut :

$$L\sqrt{\frac{F}{E\mu}}=(2n+1)\frac{\pi}{2},$$

d'où l'on tire :

$$F=\frac{E\mu}{L^2}(2n+1)^2\frac{\pi^2}{L}.$$

En faisant $n=0$, on a :

$$F=\frac{E\mu}{L^2}\cdot\frac{\pi^2}{L}.$$

On remarquera que c'est la plus petite valeur qui puisse faire fléchir latéralement la poutre : au-dessous la flexion est nulle, et l'équilibre est assuré; au-dessus, cet équilibre est impossible, parce qu'à

mesure que la pièce fléchit, les ordonnées augmentent en valeur absolue et avec elles les moments fléchissants, qui l'emportent toujours sur les moments d'élasticité; cet effet se produit jusqu'à la rupture. Il n'en est pas de même dans la théorie qu'on a vue de la flexion, pour le cas d'une force perpendiculaire à la pièce : là les moments fléchissants ne varient pas, ou varient infiniment peu, et l'on n'a point, par conséquent, à tenir compte du même résultat.

Ce que nous venons de dire pour la valeur de F :

$$F=\frac{E\mu}{L^2}\cdot\frac{\pi^2}{4}$$

correspondant à la première courbe, où $n=0$, peut se répéter pour toutes les valeurs où l'on suppose $n=1, 2, 3$, etc. : tout dépend de la forme initiale qui est prise ou qui tend à être prise par la tige chargée par bout; à chacune de ces formes correspondra une valeur maximum de F, au delà de laquelle l'équilibre sera impossible, tandis qu'en deçà, il ne se produira pas de flexion : il est facile de voir que les valeurs de ces forces successives seront entre elles comme les carrés des nombres impairs :

$$1^2.\ 3^2.\ 5^2.,\ \text{etc.}$$

Soit maintenant $\mu=A\rho^2$, ρ étant le rayon de giration ; on a alors :

$$F=\frac{EAe^2}{L^2}\cdot\frac{\pi^2}{4}.$$

Donc F ne dépend pas seulement de la valeur absolue de la section, mais surtout de son moment d'inertie : si nous supposons que cette section est ronde, on voit qu'il sera avantageux de l'évider ; mais si elle ne l'était pas, il serait essentiel de remarquer que la flexion tend toujours à se produire dans le sens de la moindre résistance, et que par conséquent, entre toutes les valeurs du moment d'inertie prises par rapport à des droites passant par le centre et situées dans le plan de la section, c'est la valeur minima qu'il faut choisir.

Remarquons en outre que si P est la résistance à l'écrasement, on a :

$$P=EAi.$$

On pourra donc comparer les deux valeurs P et F : suivant que l'expression

$$\frac{\frac{A\rho^2}{L^2}\cdot\frac{\pi^2}{4}}{Ai} \quad \text{ou} \quad \frac{\frac{\rho^2}{L^2}\cdot\frac{\pi^2}{4}}{i}$$

sera plus grande ou plus petite que l'unité, la pièce tendra à périr par flexion ou par écrasement.

Les deux efforts seront au contraire égaux pour

$$\frac{\frac{\rho^2}{L^2}\cdot\frac{\pi^2}{4}}{i}=1$$

ou

$$\rho^2\pi^2=4L^2i.$$

Par exemple, pour une colonne circulaire, où l'on a $\rho=\frac{R}{2}$, il vient :

$$4L^2i=\pi^2\frac{R^2}{4}$$

$$\frac{R}{L}=\frac{4}{\pi}\sqrt{i}.$$

Mais il faudra augmenter ρ, si l'on ne veut pas que le solide périsse par flexion, principalement pour les pièces de grande longueur.

(**202**). On peut encore étudier la forme que prendra, sous l'action d'une force F, agissant toujours dans le sens de la longueur, un solide non encastré, mais simplement posé et astreint à avoir ses deux extrémités sur la même verticale.

On a, pour trouver la courbe d'équilibre, la même équation que dans le cas précédent où l'on n'aura qu'à faire $f=0$.

Il vient donc :

$$E\mu\frac{d^2y}{dx^2}dy=-Fy.$$

Le même procédé d'intégration donnera :

$$E\mu\frac{d^2y}{dx^2}dy=-Fydy$$

$$\frac{1}{2}E\mu\left(\frac{dy}{dx}\right)^2=-\frac{F}{2}y^2+C.$$

On remarquera, pour déterminer la constante C, que si l'on suppose $y=f$, la tangente à la courbe d'élasticité doit être alors parallèle à l'axe des x, et que par conséquent on a :

$$\frac{dy}{dx}=0.$$

Donc

$$C=\frac{Ff^2}{2};$$

et continuant l'intégration :

$$\frac{1}{2}E\mu\left(\frac{dy}{dx}\right)^2=F\frac{f^2-y^2}{2}$$

$$dx\sqrt{\frac{F}{E\mu}}=\frac{dy}{\sqrt{f^2-y^2}}=\frac{\frac{dy}{f}}{\sqrt{1-\frac{y^2}{f^2}}},$$

d'où

$$\frac{y}{f}=\sin x\sqrt{\frac{F}{E\mu}}.$$

La constante est nulle.

Les résultats de cette formule s'étudieront comme dans le cas précédent : on doit avoir $y=0$ pour $x=0$ et $x=L$.

Donc

$$L\sqrt{\frac{F}{E\mu}}=n\pi,$$

et on peut écrire :

$$y=f\sin\left(\frac{x}{L}.n\pi\right).$$

On pourra examiner les diverses courbes données par $n=1$, $n=2$, $n=3$, etc., et on arrivera aux formes des figures 358, 359 et 360.

La valeur de F sera donnée par

$$F=\frac{E\mu}{L^2}n^2\pi^2.$$

On aurait à faire les mêmes remarques que précédemment, et voir qu'il faut augmenter ρ si l'on veut que la pièce périsse par

écrasement plutôt que par flexion. Les forces croîtront ici comme la suite des carrés des nombres naturels.

(**203**). On aura donc toujours avantage, étant donnée une pièce d'une certaine section, soit à l'évider intérieurement de manière à en faire une colonne annulaire, soit à l'évider en certains endroits pour former des nervures en d'autres, sans augmenter la quantité de matière employée, et de façon que l'évidement se fasse symétriquement par rapport à deux axes rectangulaires : en effet, de cette manière, on augmentera le moment d'inertie, tout en faisant qu'il ait la même valeur par rapport à un axe quelconque, et que par conséquent il n'y ait pas tendance à la flexion plutôt dans un sens que dans un autre (fig. 361, 362, 363).

Prenons par exemple une section annulaire, qui est le cas le plus simple.

Le moment d'inertie de cette section, par rapport à un diamètre, sera :

$$\mu = \int y^2 d\omega,$$

qui est évidemment égal à $\int x^2 d\omega$.

On a donc:

$$\int y^2 d\omega = \int x^2 d\omega = \frac{1}{2}\int (x^2 + y^2) d\omega$$
$$= \int \frac{1}{2} r^2 d\omega ;$$

et comme $d\omega = 2\pi r dr$:

$$\int y^2 d\omega = \int \pi r^3 dr.$$

Il faut intégrer cette expression entre R et R′ :

$$\int_R^{R'} \pi r^3 dr = \pi \frac{R'^4 - R^4}{4}$$
$$= \pi(R'^2 - R^2)\left(\frac{R'^2 + R^2}{4}\right)$$

d'où

$$\mu = A\frac{R'^2 + R^2}{4}.$$

Prenons maintenant une colonne circulaire pleine de rayon R : soit A sa section ; son moment d'inertie sera :

$$\mu = \pi \frac{R^4}{4} = A \frac{R^2}{4}.$$

Si on suppose que le rayon R′ de la colonne annulaire a été pris de façon que sa section soit aussi égale à A, il vient :

$$\mu' = A \frac{R^2 + R'^2}{4},$$

et de même, pour une autre colonne annulaire de même section et de rayon intérieur R′, égal au rayon extérieur de la précédente

$$\mu'' = \pi(R''^2 - R'^2)\left(\frac{R'^2 + R''^2}{4}\right)$$
$$= A \frac{R'^2 + R''^2}{4}.$$

Donc

$$\mu' - \mu = A \frac{R'^2}{4} = \frac{AR^2}{4} + \frac{}{4\pi}$$
$$\mu'' - \mu = A \frac{R''^2}{4} = A \frac{R^2}{4} + 2 \frac{A^2}{4\pi}$$

et ainsi de suite. C'est-à-dire qu'en augmentant successivement les diamètres de la façon indiquée, les moments d'inertie croissent en progression arithmétique de raison égale à $\frac{A^2}{4\pi} = \pi \frac{R^4}{4}$; en d'autres termes, suivant les nombres 1, 3, 5, 7, etc.

(**904**). Dans les machines, la *bielle*, qui est une pièce assez longue et qui tend à s'infléchir par suite de la transformation qu'elle opère du mouvement circulaire en mouvement rectiligne, reçoit souvent une section allongée précisément dans le sens où elle tend à fléchir. Cependant, pour éviter une flexion accidentelle dans un plan perpendiculaire, on lui donne quelquefois deux nervures dans cette direction, et on est ainsi amené à la forme de la figure 364.

On pourrait multiplier beaucoup les exemples analogues ; qu'il nous suffise de citer encore les *grandes charpentes à longs supports* (fig. 365), que l'on fait en général légèrement convergents, de fa-

çon que la flexion tende à se produire d'un côté déterminé d'avance ; puis, indépendamment des *lisses* qui fixent la partie supérieure, on les *moise* en réunissant leurs points milieux par des pièces suffisamment rigides, qui rendent fixe leur écartement. Ces supports ne peuvent donc pas prendre de flèche en leurs points milieux, et ils sont obligés, s'ils viennent à fléchir, de prendre la forme n° 2 (fig. 359), qui quadruple leur force de résistance.

On relie encore souvent les supports de cette nature par des *croix de Saint-André* (fig. 366) qui les fixent au tiers et aux deux tiers de leur longueur : leur résistance est encore plus forte, puisqu'ils ne peuvent prendre que la forme n° 3, indiquée par la figure 360.

(**905**) On a souvent besoin, lorsqu'on veut appliquer la théorie qui précède, de calculer le moment d'inertie de certaines sections d'une forme généralement assez simple : voici la valeur de quelques-uns de ces moments que l'on retrouverait facilement par un procédé analogue à celui qui a été indiqué pour le rectangle.

1° *Rectangle* de base b et de hauteur h. — Axe des moments parallèle au petit côté et passant par le centre.

$$\mu=\frac{bh^3}{12}.$$

2° *Carré* de côté b. — Axe des moments parallèle au côté et passant par le centre.

$$\mu=\frac{b^4}{12}.$$

3° *Même cas.* — Axe des moments formant diagonale.

$$\mu=\frac{b^4}{12}.$$

4° *Hexagone* régulier inscrit dans un cercle de rayon r. — Axe des moments passant par le centre, parallèle à l'un des côtés ou joignant deux sommets opposés.

$$\mu=\frac{5\sqrt{3}}{16}r^4.$$

5° *Octogone* régulier inscrit dans un cercle de rayon r.

$$\mu = \frac{1 + 2\sqrt{2}}{6} r^4.$$

6° *Rectangle évidé* au centre (fig. 337). — Axe des moments parallèle à la petite base.

$$\mu = \frac{bh^3 - b'h'^3}{12}.$$

7° *Section en fer à* T (ce n'est autre chose que la section précédente évidée latéralement au lieu de l'être au centre) (fig. 336).

$$\mu = \frac{bh^3 - b'h'^3}{12}.$$

8° *Cercle.* — Axe des moments passant par le centre.

$$\mu = \frac{\pi}{64} d^4 = \frac{\pi r^4}{4}.$$

9° *Cercle évidé* au centre.

$$\mu = \frac{\pi}{64} (d^4 - d_1^4) = \frac{\pi}{4} (r^4 - r_1^4).$$

10° *Ellipse* d'axe $2a$ et $2b$. — Axe des moments coïncidant avec le petit axe de figure.

$$\mu = \frac{\pi}{4} ba^3.$$

L'ellipse évidée au centre aurait évidemment pour moment

$$\frac{\pi}{4} (ba^3 - b'a'^3).$$

§ 3. Torsion.

(906) Enfin nous pouvons considérer, au lieu d'une force, un couple agissant sur le prisme dans le plan de la section droite supérieure, tandis que la partie inférieure est encastrée.

Nous considérerons une section quelconque AB (fig. 367) et nous supposerons que la partie supérieure tourne par rapport à la partie inférieure autour d'un certain point : la série de ces points formera

une ligne continue, et les génératrices du prisme prendront sous l'action du couple une forme en spirale.

Soit α l'angle qui s'établit ainsi sur l'unité de longueur : la réaction qui résultera de l'écart sera proportionnelle, pour chacun des points du prisme, à cet angle de torsion et à la distance r de ces points à l'axe.

On a donc, sur l'unité de surface :

$$P = r\alpha t,$$

en désignant par t un coefficient dépendant de la nature de la matière et que l'on appelle *coefficient de torsion.*

Pour avoir l'équilibre, il faut que le moment de la force qui agit sur le prisme soit égal à la somme des moments de toutes les forces intérieures dont nous venons de trouver l'expression ; $r\alpha t\, d\omega$ étant la valeur de chacune des forces élémentaires, r son bras de levier, on a pour équation d'équilibre :

$$M = \Sigma r\alpha t d\omega \times r,$$

ou

$$M = \alpha t \Sigma r^2 d\omega.$$

$\Sigma r^2 d\omega$ est le moment d'inertie de la section considérée par rapport à l'axe ; en le désignant par μ, on a :

$$M = \alpha t \mu.$$

On sait également que, comme seconde condition d'équilibre, il faut que la somme des projections de toutes les forces élémentaires $Pd\omega$ sur deux axes rectangulaires soit nulle.

Or, les projections de l'une quelconque de ces forces étant (fig. 368)

$$Pd\omega \sin \alpha$$
$$Pd\omega \cos \alpha,$$

et pouvant s'écrire

$$t\alpha d\omega y$$
$$t\alpha d\omega x,$$

puisque $P = r\alpha t$, et qu'on a :

$$\sin\alpha = \frac{y}{r}$$

$$\cos\alpha = \frac{x}{r};$$

il vient enfin :

$$t\alpha\Sigma y d\omega = 0$$
$$t\alpha\Sigma x d\omega = 0,$$

ou

$$\Sigma y d\omega = 0$$
$$\Sigma x d\omega = 0.$$

Ce qui prouve que le point autour duquel tourne la section considérée n'est autre que son centre de gravité, et que par conséquent l'axe neutre est une ligne droite.

L'égalité

$$M = \alpha t \mu$$

détermine la valeur de α :

$$\alpha = \frac{M}{\mu t}$$

et par suite

$$P = M\frac{r}{\mu}.$$

Cette quantité représente la fatigue en un point quelconque de la section considérée. Donc : 1° cette fatigue est nulle le long de la ligne qui passe par les centres de gravité ; 2° tous les points à égale distance de cette ligne auront même fatigue ; 3° enfin, la fatigue sera d'autant plus grande que la distance du point considéré à l'axe neutre sera elle-même plus grande.

On voit quelle grande analogie existe entre cette formule et celle que nous avons trouvée pour expression de la fatigue dans le cas de la flexion :

$$P = M\frac{v}{\mu}.$$

(**907**) On peut, en se donnant le moment de torsion M, étudier encore la manière de donner au prisme la meilleure disposition de

matière pour avoir la fatigue minimum. Il est évident que ce résultat sera atteint en faisant $\frac{r}{\mu}$ petit ; voici comment on y satisfait :

ρ étant le rayon de giration de la surface ω, on a :

$$\frac{r}{\mu}=\frac{r}{\omega\rho^2}.$$

Or, ρ est une certaine moyenne des valeurs de r, et on peut poser :

$$\rho=kr,$$

ce qui donne

$$\frac{r}{\mu}=\frac{1}{\omega k^2 r}.$$

Il faut donc faire la distance maximum r aussi grande que possible et k aussi voisin que possible de l'unité : cela revient à dire qu'il faut concentrer la matière aussi loin que possible de l'axe.

C'est en vertu de cette condition que, pour les pièces soumises à la torsion, il vaut mieux, de même que pour la flexion, employer une colonne creuse qu'une colonne pleine, ou prendre des sections à nervures, avec évidement entre les nervures, et symétrie par rapport à deux axes rectangulaires.

(**908**) Supposons maintenant qu'on a deux barres de même métal, de même longueur et de même section, soumises au même couple ; mais que, tandis que la section de l'une est circulaire, celle de l'autre est rectangulaire : voyons celle des deux barres qui résistera le mieux à la torsion.

Considérons d'abord une section rectangulaire de base $2b$ et de hauteur $2h$ (fig. 369); on a :

$$\mu=\int_0^r d\omega r^2=\int d\omega(x^2+y^2)$$

et par conséquent

$$\mu=\int x^2 d\omega+\int y^2 d\omega$$

ce qui fait voir que le moment d'inertie cherché est égal à la somme des moments d'inertie par rapport aux deux axes des x et des y.

On a par conséquent, d'après les formules trouvées précédemment :

$$\mu = \frac{4}{3}bh^3 + \frac{4}{3}b^3h = \frac{4}{3}bh(b^2+h^2)$$

et comme $4bh = \omega$,

$$\mu = \frac{\omega}{3}(h^2+b^2).$$

Telle est la valeur de μ dans le cas de la section rectangulaire. Si on suppose la section carrée, on a $h = b$, et par suite :

$$\mu = \frac{2}{3}\omega b^2,$$

b étant le demi-côté du carré.

Dans ce cas, la valeur maximum de r est égale à la diagonale du carré, c'est-à-dire qu'on a

$$r = b\sqrt{2}$$

Il suit de là que

$$\frac{r}{\mu} = \frac{b\sqrt{2}}{\frac{2}{3}\omega b^2}$$

(1) $$= \frac{3}{b\omega\sqrt{2}}.$$

Pour une section circulaire, on aurait de même :

$$\mu = \int_0^R r^2 d\omega,$$

en appelant R le rayon du cercle.

Or

$$d\omega = 2\pi r dr.$$

Donc

$$\mu=\int_0^R r^2 d\omega = 2\pi\int_0^R r^3 dr$$
$$=2\pi\frac{R^4}{4}$$
$$=\omega\frac{R^2}{2},$$

et la valeur maximun de $\frac{r}{\mu}$ est

(2) $$\frac{2}{\omega R}.$$

Comparant entre elles ces deux valeurs, on voit que leur rapport est représenté par l'expression $\frac{3\omega R}{2b\omega\sqrt{2}}$; et comme les sections sont égales, c'est-à-dire que

$$4b^2=\pi R^2$$

ou

$$\frac{R}{b}=\frac{2}{\sqrt{\pi}}$$

il vient :

$$\frac{3\omega R}{2b\omega\sqrt{2}}=\frac{3}{\sqrt{2\pi}}=1,2.$$

La fatigue est moindre avec la section circulaire qui est par conséquent plus avantageuse.

En revanche, si l'on veut éviter toute torsion, on peut voir qu'au contraire l'arbre carré est plus raide que l'arbre circulaire, car cette raideur est en raison inverse de α, et par suite proportionnelle à $\frac{1}{\alpha}$. Or

$$\frac{1}{\alpha}=\frac{\mu l}{M}.$$

Donc la raideur est proportionnelle au moment d'inertie : il faut donc, dans les deux cas considérés plus haut, comparer les deux quantités $\frac{2}{3}\omega b^2$, $\frac{\omega R^2}{2}$; et comme leur rapport, en vertu de la relation

$$4b^2=\pi R^2,$$

est égal à $\frac{4b^2}{3R^2}$ ou à $\frac{\pi}{3}$, il s'ensuit bien que l'arbre carré est plus raide que l'arbre rond de section équivalente.

En résumé, l'arbre carré se tord moins que l'arbre rond, mais fatigue davantage : l'arbre rond est donc en général préférable.

(**909**) Nous avons montré, par la théorie précédente, comment on pouvait étudier les forces de traction ou de compression, de flexion ou de torsion, dans leurs applications les plus simples et les plus élémentaires; ces considérations ne seraient assurément pas suffisantes pour les grandes constructions, mais elles le sont pleinement pour le calcul des pièces de machines auxquelles seules nous avons songé.

Nous devons toutefois faire une remarque très-importante : c'est que dans une machine en mouvement, on n'aura pas seulement à considérer la puissance et la résistance, qui sont les deux forces principales, ou du moins celles qui se présentent le plus naturellement à l'esprit, mais aussi toutes les forces extérieures qui seront réellement en jeu et auxquelles chaque pièce doit résister.

Ces forces seront :

1° La puissance et la résistance, dont nous venons de parler ;

2° Les réactions mutuelles, normales ou tangentielles, des pièces et des supports, ainsi que leur frottement ;

3° Le poids propre des pièces, qui est précisément une fonction des dimensions à calculer, ce qui conduira à le chercher par approximations successives;

4° Enfin, les forces développées par deux circonstances capitales, savoir :

α) La *mise en charge*, ou en général la circonstance qui se produit lorsque l'état actuel de compression ou de tension, de flexion ou de torsion vient à se modifier ;

β) L'*inertie*, qui se développe lorsque le mouvement dont les points sont animés est autre que rectiligne et uniforme, ce qui est le cas habituel.

Il est difficile, sans entrer dans chaque cas particulier, de pré-

senter sur ce sujet autre chose que des considérations générales; nous nous bornerons ici à deux ou trois exemples, qui montreront la manière dont on pourra avoir égard à ces circonstances dans divers cas, et aussi la convenance ou quelquefois même la nécessité de le faire.

(**210**) *Exemples de mise en charge.* — Soit un prisme vertical (fig. 370), au repos, qu'on vient à charger subitement d'un poids Q. Le solide s'allongera sous l'action de cette force, mais au même instant il se développera un effort de tension qui diminuera l'action de la force Q et finira même par lui faire équilibre.

Soit x la quantité dont le prisme s'est allongé, L sa longueur, la force résultante qui le sollicitera encore sera

$$Q - EAi = Q - EA\frac{x}{L};$$

et si l'on ne tient pas compte de la masse du prisme, le mouvement de l'extrémité sera donné par l'équation

$$\frac{Q}{g}\frac{d^2x}{dt^2} = Q - EA\frac{x}{L}.$$

Intégrant cette expression, après avoir multiplié les deux membres par dx, il vient

$$\frac{1}{2}\frac{Q}{g}\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 = Qx - EA\frac{x^2}{2L} + C.$$

Comme, au départ, $\frac{dx}{dt} = 0$, $x = 0$, il s'ensuit que $c = 0$, et par conséquent :

$$\frac{1}{2}\frac{Q}{g}\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 = Qx - EA\frac{x^2}{2L}.$$

Si l'on veut maintenant obtenir la quantité dont s'allongera le prisme dans sa première oscillation, il suffit de faire $\frac{dx}{dt} = 0$, et on a alors, indépendamment de la valeur $x = 0$, évidente *a priori :*

$$Q - EA\frac{x^2}{2L} = 0,$$

ou

$$x = \frac{2LQ}{AE}.$$

Or, nous savons qu'à l'état statique on a :

$$Q = EAi = EA\frac{h}{L},$$

et par conséquent

$$h = \frac{LQ}{AE}$$

Donc $x = 2h$.

C'est-à-dire que *la quantité dont s'allonge le prisme dans ses oscillations sous l'action d'une force agissant dans le sens de sa direction est double de l'allongement qu'il prendrait sous l'action de cette même force à l'état statique.*

Remplaçant $\frac{EA}{L}$ par sa valeur $\frac{Q}{h}$ dans l'équation différentielle, et supprimant le facteur Q, on a :

$$\frac{1}{2g}\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 = x - \frac{x^2}{2h}$$

ou

$$\frac{h}{g}\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 = 2hx - x^2.$$

d'où l'on tire successivement :

$$dt = \sqrt{\frac{h}{g}}\frac{dx}{\sqrt{2hx - x^2}} = \sqrt{\frac{h}{g}}\frac{\frac{dx}{h}}{\sqrt{1 - \left(1 - \frac{x}{h}\right)^2}}$$

et

$$t = \sqrt{\frac{h}{g}}\arccos\left(1 - \frac{x}{h}\right)$$

qu'on pourrait écrire aussi :

$$x = h\left(1 - \cos t\sqrt{\frac{g}{h}}\right).$$

La constante est nulle, car pour $t = 0$, on doit avoir $x = 0$.

Si l'on veut savoir le temps que met le prisme à effectuer son oscillation, il suffit de faire $x=2h$; alors $1-\frac{x}{h}=-1$, et par suite

$$\cos\theta\sqrt{\frac{g}{h}}=1$$

$$\theta=\pi\sqrt{\frac{h}{g}};$$

c'est-à-dire que *la longueur des oscillations du prisme est égale à celle des oscillations d'un pendule de longueur* h.

On peut encore énoncer ce résultat d'une autre façon : soit un mobile M parcourant un cercle de rayon h d'un mouvement uniforme (fig. 371); si nous désignons par ω sa vitesse angulaire, l'angle α décrit par le rayon vecteur au bout d'un temps t sera :

$$\alpha=\omega t,$$

et la quantité x' dont il sera descendu sur la verticale sera :

$$x'=h(1-\cos\alpha)=h(1-\cos\omega t).$$

Mais si nous posons $\omega\theta=\pi$, comme $\theta=\pi\sqrt{\frac{h}{g}}$, il vient :

$$\omega=\sqrt{\frac{g}{h}}.$$

et par suite :

$$x'=h\left(1-\cos t\sqrt{\frac{g}{h}}\right).$$

Donc *le mouvement du poids est la projection d'un mouvement circulaire uniforme de vitesse* $\frac{\pi}{\theta}$ *sur le cercle de rayon h.*

(**911**) On peut étudier une question analogue en se proposant de voir ce qui arrive lorsque, le prisme étant déjà en équilibre sous l'action d'un poids P, on vient à ajouter un poids Q qui tombe sur le premier avec une vitesse V (fig. 372).

Nous ferons encore abstraction de la masse du prisme et ne tiendrons compte que des deux masses de P et de Q.

En ce cas, l'égalité des quantités de mouvement que nous devons avoir avant et après le choc donne :

$$QV = V_0(Q+P)$$

ou

$$V_0 = \frac{QV}{Q+P},$$

V_0 étant la vitesse initiale que prend l'ensemble (P, Q).

La force vive au départ est donc $\frac{P+Q}{g} V_0^2$; elle diminue au fur et à mesure que le système descend, et s'annule à l'instant où les poids P et Q, descendus d'une quantité x, s'arrêtent pour remonter ensuite.

A ce moment-là, le travail total produit par les forces moléculaires est :

$$\int_0^x AE \frac{h+x}{L} dx,$$

et le travail de sens contraire des poids P et Q est :

$$(P+Q)x.$$

Le théorème des forces vives donne donc :

$$\frac{P+Q}{2g} V_0^2 = \int_0^x AE \frac{h+x}{L} dx - (P+Q)x,$$

ou

$$\frac{P+Q}{2g} V_0^2 + (P+Q)x = \frac{AE}{L}\left(hx + \frac{x^2}{2}\right)$$
$$= \frac{AEh}{L}\left(x + \frac{x^2}{2h}\right);$$

et comme $P = \frac{AEh}{L}$,

$$\frac{P+Q}{2g} V_0^2 + Qx = \frac{Px^2}{2h}.$$

Développant et résolvant cette équation on a :

$$x^2 - \frac{2Qh}{P}x - \frac{P+Q}{P}\frac{h}{g}V_0^2 = 0$$

$$x = \frac{Qh}{P} \pm \sqrt{\frac{Q^2h^2}{P^2} + \frac{P+Q}{P}\frac{h}{g}V_0^2}.$$

Soit h' l'allongement statique qui aurait été du au poids Q : alors

$$Q = EA\frac{h'}{L} \quad \text{et} \quad h' = \frac{LQ}{EA} = \frac{Qh}{P}.$$

Soit également H la hauteur génératrice de la vitesse V_0, de telle sorte que $V_0^2 = 2gH$; on pourra alors mettre x sous la forme :

$$x = h' \pm \sqrt{h'^2 + (h'+h)2H}.$$

Si $V_0 = 0$, H est nul, et on a :

$$x' = 0,$$

ce qui était évident ;

$$x'' = 2h' = 2\frac{Qh}{P};$$

c'est-à-dire que le poids Q posé sans vitesse produit le même effet d'allongement que si le poids P n'était pas déjà posé et ne tendait pas le prisme.

Si le poids primitif $P = 0$, alors $h = 0$; mais comme l'équation ci-dessus a été transformée en tenant compte de la relation

$$P = AE\frac{h}{L},$$

remplaçons $\frac{P}{h}$ par sa valeur, et il vient :

$$x^2 - \frac{2L}{AE}Qx - \frac{Q}{g}\frac{L}{AE}V_0^2 = 0$$

$$x = \frac{LQ}{AE} \pm \sqrt{\left(\frac{LQ}{AE}\right)^2 + \frac{LQ}{AE}\frac{V_0^2}{2g}}$$

$$= h' \pm \sqrt{h'(h'+2H)}.$$

On voit quelle grande influence a le choc sur l'allongement produit dans ces conditions : cette influence serait beaucoup moindre si l'on tenait compte de la masse de la tige.

(**912**) On effectuerait des calculs analogues aux précédents dans le cas de la flexion et de la torsion. Prenons pour exemple le cas le plus simple, celui d'un prisme encastré, à l'extrémité duquel on place subitement un poids Q (fig. 328).

On supposera que pour chaque flèche variable l'état moléculaire, et par conséquent la forme du solide, est le même qu'au repos ; cela posé, si nous appelons φ la flèche variable, et Q_1 la force également variable capable de la produire, le théorème des forces vives donnera l'équation

$$\frac{1}{2}\frac{Q}{g}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = Q\varphi - \int_0^{\varphi} Q_1 d\varphi.$$

Et comme $\varphi = \frac{1}{3} Q_1 \frac{L^3}{E\mu}$, résultat trouvé pour l'état statique,

$$\frac{1}{2}\frac{Q}{g}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = Q\varphi - \int_0^{\varphi} \frac{3E\mu}{L^3}\varphi d\varphi$$
$$= Q\varphi - \frac{3}{2}\frac{E\mu}{L^3}\varphi^2,$$

la constante est nulle.

La flèche limite sera obtenue en faisant $\frac{dx}{dt} = o$, ce qui donne :

$$Q - \frac{3}{2}\frac{E\mu}{L^3}\varphi = 0$$
$$\varphi = \frac{2}{3}\frac{L^3 Q}{E\mu};$$

c'est le double de la flèche statique.

Quant à la durée d'oscillation, elle sera donnée par l'intégration de l'équation :

$$\frac{1}{2}\frac{Q}{g}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = Q\varphi - \frac{Q}{2f}\varphi^2.$$

C'est la même que dans le premier exemple ; on trouverait donc :

$$t = \pi\sqrt{\frac{f}{g}} = \pi\sqrt{\frac{QL^3}{3E\mu g}};$$

t est proportionnel à $L^{\frac{3}{2}}$.

Nous renverrons, pour l'étude des effets d'*inertie*, aux applications sur les machines à vapeur, que nous envisagerons plus tard, et notamment aux calculs du balancier, de la bielle et du volant.

CHAPITRE XXVII

QUALITÉS DES MATÉRIAUX EMPLOYÉS DANS LA CONSTRUCTION DES MACHINES

(213) La théorie précédente permet, ainsi que nous venons de le voir, de calculer les dimensions des pièces de machines, dans tous les cas, assez simples généralement, où ces pièces sont soumises à des efforts de traction, de flexion et de torsion, et tendent, sous l'action de ces efforts, à se déformer ou à se briser.

Lorsque l'ingénieur sera arrivé par le calcul à des formules qui lui donnent ces dimensions en fonctions des coefficients E, i, R, etc., de la valeur desquels nous nous occuperons plus tard, souvent même avant de s'être livré à cette opération, il devra faire choix de la matière dont chaque pièce sera composée, ce qui exige quelquefois un assez grand discernement : pour toutes celles qui se présentent à l'esprit en vue de l'exécution d'un travail, il faut en effet, non-seulement considérer leur nature intime, mais aussi peser les chances de défaut qu'elles peuvent présenter, examiner les conditions de fabrication d'où résultent parfois une dépense exagérée ou même l'impossibilité, analyser la nature des efforts auxquels la pièce doit être soumise par la suite, tenir compte de la facilité qu'offrirait son remplacement ou sa réparation en cas de rupture, soit par suite de sa position dans l'ensemble de la machine soit par suite de la situation de cette machine par rapport aux voies et aux moyens de communication ; enfin, se déterminer d'après les considérations de toute sorte auxquelles il est nécessaire d'avoir égard dans la pratique.

La connaissance approfondie de ces diverses propriétés exige

non-seulement un assez long apprentissage, mais aussi des études suffisamment fortes en métallurgie (particulièrement pour le fer, la fonte et l'acier) et des notions assez étendues sur l'art de la charpente; dans tous les cas, leurs éléments sont indispensables à l'ingénieur qui veut s'occuper de machines, et nous allons les rappeler succinctement.

Les métaux sont, comme on le sait, employés presque exclusivement dans la construction des machines; leur grande résistance, généralement égale dans tous les sens; la facilité d'obtenir des pièces de toutes dimensions, et, pour certains d'entre eux, notamment pour la fonte, de toute forme, leur assure le premier rang : mais d'autre part, le bois, caractérisé par sa structure fibreuse, par sa légèreté spécifique, son élasticité et la longueur des pièces qu'il peut fournir, se prête mieux que le métal à certains usages, tandis qu'il est impropre à en remplir d'autres à cause de la petitesse forcée de deux de ses dimensions, et de son inégalité de résistance suivant le sens des fibres et perpendiculairement à leur direction; il tend, en outre, de plus en plus à être éliminé des constructions, à cause de sa cherté sans cesse croissante.

§ 1er. — Métaux.

(214) Parmi les métaux, le fer, la fonte et l'acier tiennent de beaucoup le premier rang : c'est donc par eux que nous commencerons.

Le *fer* chimiquement pur est doué de certaines propriétés parfaitement fixes, invariables, mais dont on peut presque dire que la connaissance est inutile à l'ingénieur mécanicien; il ne se présente en effet jamais sous cet état lorsqu'on l'emploie dans l'industrie, mais il se trouve toujours associé à diverses substances qui modifient plus ou moins sa nature, et lui donnent, suivant leur espèce et leur proportion, des qualités statiques ou dynamiques complétement différentes.

Ces substances proviennent des éléments qui ont servi à la fabrication, minerai ou combustible; elles existent généralement à plus forte dose dans les fers à la houille que dans les fers au bois, tant à cause de la haute température atteinte dans le fourneau, que par

suite des impuretés plus grandes du combustible minéral et de la qualité souvent plus médiocre des minerais traités : ces derniers ont donc *a priori* plus de chance d'être purs et de bonne qualité : mais on peut ajouter qu'au fur et à mesure des progrès de la métallurgie, on est arrivé à fabriquer des fers à la houille de qualité tout à fait supérieure et qui ne le cèdent en rien aux fers au bois.

L'étude des moyens les plus propres à faire du bon fer est essentiellement du domaine de la métallurgie ; notre rôle consiste à reconnaître sa qualité, qui dépendra principalement, comme nous venons de le dire, des substances diverses associées.

Les plus communes, parce que ce sont celles qui se présentent le plus souvent dans les minerais, sont : le soufre, le phosphore, le silicium, etc. Toutes rendent le métal plus ou moins cassant à chaud ou à froid et lui donnent de l'aigreur et de la dureté.

Quant au carbone, qui vient du combustible, on peut dire en quelque sorte qu'il transforme le fer, principalement lorsqu'il est pur, en un autre métal ; et c'est certainement lui qui, en grande partie, sinon en totalité, a la propriété d'en faire de l'acier d'abord, puis de la fonte, suivant les proportions qu'il atteint dans la masse.

Mais tant que la chimie analytique n'aura pas progressé davantage, et que l'étude raisonnée de l'influence de ces quantités presque infinitésimales de métaux ou substances étrangères sur les propriétés physiques et mécaniques du fer n'aura pas été faite, c'est en vain que l'on cherchera à se rendre compte des qualités d'un fer par son analyse directe ; d'ailleurs, le dosage des matières étrangères étant toujours fort long et fort difficile, et habituellement fort imparfait, on comprend facilement qu'un pareil procédé n'est point pratique lorsqu'il s'agit d'examiner rapidement une certaine quantité d'échantillons ; il faut donc s'y prendre tout autrement, d'une manière à la fois plus rapide et plus sûre.

(215) Pour examiner un fer, on commence par le casser, puis on le soumet à des essais à froid ou à chaud.

La cassure est grenue ou fibreuse, ou en d'autres termes, le fer est *à grain* ou *à nerf*.

Si le fer est à grain fin d'un blanc argentin, et s'il présente des

arrachements à la loupe, c'est qu'il est bon; il est, au contraire, de qualité inférieure si le grain est terne ou gros; quant au fer à nerf, sa cassure présente un aspect filamenteux avec filaments parallèles : mais suivant que le métal est bon ou mauvais, pur ou impur, ces filaments sont gris, sombres et ternes, ou bien, au contraire, soyeux et argentins; ce genre d'aspect paraît provenir soit d'une orientation particulière des molécules, soit des scories toujours contenues en petites quantités dans le métal; en effet, un morceau de fer à grain, chauffé et étiré au laminoir, puis cassé, donne l'aspect d'un fer à nerf; et réciproquement, en forgeant à chaud un morceau de bon fer à nerf, on obtient généralement un fer à grain; le fer à nerf sombre, au contraire, devient généralement lamelleux sous le marteau.

Mais si ces deux espèces de fer peuvent se transformer l'une dans l'autre, on remarquera qu'il n'est pas indifférent d'avoir l'une ou l'autre, suivant l'usage auquel on destine le métal; car si le fer à grain paraît être un peu moins tenace que le bon fer à nerf, en revanche il est plus raide et fléchit moins sous une charge donnée; de plus, il se forge mieux à chaud et se laisse *contre-forger*, c'est-à-dire forger dans deux sens perpendiculaires, tandis que le fer à nerf ne se laisse pas forger perpendiculairement à la direction des nerfs sans se fendre, pas plus qu'il ne se laisse ouvrir, même à chaud, sans se gercer; aussi peut-on dire qu'en général le fer à nerf doit être employé quand une pièce doit être soumise à la traction longitudinale, mais que le fer à grain est préférable lorsqu'il s'agit de résister à la flexion ou à la torsion, ou bien encore quand la pièce doit être ployée, trempée, quand elle doit recevoir à la forge une forme compliquée, ou subir plus tard de grands frottements.

(**216**) Quelle que soit la cassure ou la nature du fer, on devra procéder aux *essais*, qui se font *à froid* et *à chaud*.

Pour l'*essai à froid*, on fait avec une *tranche* une légère entaille sur le dessus de la barre, après quoi on la met en porte à faux sur l'enclume et on la frappe; la barre casse ou plie; dans ce dernier cas, on la retourne pour la redresser et on recommence l'épreuve; si la barre ne s'est rompue qu'avec difficulté, c'est un bon indice de la

qualité du fer, et cet indice est confirmé par une cassure à grain fin avec arrachements, d'une couleur grise un peu claire ; si la cassure est à nerf, les fibres doivent être parallèles, soyeuses et argentées.

Pour l'*essai à chaud*, on soumettra la barre de fer à une *chaude suante*, que l'on obtient à la température d'environ 1200 degrés, et l'on fera sur des morceaux coupés à chaud l'essai de la soudure et du corroyage ; enfin on procédera à l'*étirage en pointe*, à blanc, puis au *perçage*.

L'*étirage en pointe*, après lequel on casse la barre au droit de la pointe, sert à comparer la cassure après le travail de forge, avec la cassure à froid déjà examinée ; il sera bon que la structure du fer soit la même dans les deux cas, ou même plus fine dans le second que dans le premier.

Le *perçage* doit se faire sans produire de criques ni de gerces, même lorsqu'on introduit la *tranche* en bout et qu'on rabat les deux côtés de la fente ; c'est un indice de bonne qualité.

Tous ces essais ont pour but de s'assurer que le fer est suffisamment pur, et qu'il se travaille bien à froid et à chaud : mais ils ne dispensent en aucune façon des essais de résistance dont nous parlerons plus loin.

(**217**) Indépendamment des impuretés chimiques que contiennent les fers, ces derniers peuvent également présenter quelquefois des défauts physiques ou mécaniques qui sont l'indice soit d'un manque de qualité, soit d'un vice de fabrication ; on distingue principalement :

Les *criques*, petites fentes sur les angles, placées perpendiculairement à la longueur des pièces, et provenant soit d'un fer impur ou mal affiné, soit d'un fer *brûlé* par une série de chaudes trop répétées ou mal conduites ; ces criques, lorsqu'elles sont peu nombreuses, peuvent à la rigueur disparaître par un travail soigné à chaud ;

Les *travers*, ou crevasses intérieures, défaut peu grave, provenant d'un mauvais forgeage, et que l'on peut aussi faire disparaître facilement par le travail à chaud ;

Les *doublures*, ou crevasses intérieures remplies de scories, dont il est beaucoup plus difficile de se débarrasser ; on y parvient cepen-

dant par un réchauffage et un martelage faits avec beaucoup de soin;

Les *pailles*, ou écailles situées à la surface de la pièce, provenant généralement d'un travail de forge imparfait; si elles sont en nombre considérable, la pièce doit être rejetée; dans le cas contraire, on parvient à les faire partir par un simple forgeage;

Les *cendrures*, ou petites portions d'oxyde intercalées dans la masse du fer, qui ne diminuent pas très-sensiblement sa solidité, mais le rendent inacceptable pour des pièces sujettes au frottement.

(218) L'essai des *tôles* se fait d'une manière analogue; à froid, en les ployant successivement dans les deux sens; à chaud, en les soumettant à l'emboutissage et en les tordant. On juge de la qualité du fer par la difficulté qu'on éprouve à le casser dans cette épreuve; s'il ne se déclare ni gerces ni pailles, l'épreuve est favorable, et elle l'est d'autant plus que la tôle est courbée sur un rayon plus petit.

(219) Il faut, du reste, se figurer que le *travail* subi par les fers peut changer leurs propriétés d'une façon souvent très-considérable.

La *soudure*, par exemple, exige d'assez grandes précautions, sous peine d'être mal faite, et elle réussit rarement bien lorsqu'elle doit s'opérer entre deux barres de qualité très-différente, ayant une *température de soudage* inégale; de plus, il faut prendre garde qu'il ne soit pas resté entre les diverses *mises* des scories ou des matières étrangères, qui causeraient des solutions de continuité très-nuisibles à la résistance; on comprend de quelle importance est cette remarque pour les fers *corroyés*, qui se composent, comme on le sait, de plusieurs barres soudées ensemble, soit au marteau, soit au laminoir.

L'*écrouissage*, qui consiste à marteler le fer à froid, le rend plus dur et plus cassant, en même temps qu'il lui donne un grain plus fin; il suffit du reste, pour lui rendre sa première structure, de le chauffer et de le laisser refroidir lentement; le martelage, le laminage, etc., changent ses propriétés d'une façon analogue.

Suivant les différentes opérations que le fer a subies, sa densité peut varier, mais jamais entre des limites très-étendues: elle est

généralement de 7,6 à 7,8. Les fers laminés sont en général moins denses que les fers martelés, qui le sont eux-mêmes moins que les fers écrouis : l'on peut en outre, d'une manière générale, poser cette règle que les fers les plus purs sont les plus denses.

(220) Au point de vue des propriétés mécaniques, le fer est *fort*, *demi-fort*, ou *tendre*. Le fer fort peut lui-même se diviser en deux qualités : le *dur* et le *mou*. Toutes ces désignations correspondent à des états différents du métal, qu'il est facile de s'imaginer, depuis le plus résistant, le plus tenace, le plus difficile à rompre, jusqu'au plus tendre et au plus souple, en passant par tous les intermédiaires.

Cette classification des fers, fondée sur une propriété qui paraît dépendre de la teneur en carbone, est assez délicate et en même temps assez vague pour qu'il ait fallu chercher une autre base : c'est généralement sur le degré d'épuration que l'on se fonde pour classer les fers.

Voici par exemple le classement du Creuzot :

Les fers vont du numéro 1 au numéro 7.

Le numéro 1, le moins pur, sert pour les rails et pour certaines autres destinations se contentant des mêmes propriétés.

Le numéro 2, qualité courante connue généralement dans le commerce sous la désignation de *fer ordinaire*, peut servir pour colonnes, arbres de transmission, gros boulons ordinaires de charpentes, verges pour clouterie commune, instruments agricoles, bandages de roues, ferrures de toute espèce, charpentes, ponts métalliques, etc.

Cette qualité est, d'après les affirmations du Creuzot, assimilable au *best* anglais.

Le numéro 3, ou *fer ordinaire amélioré*, est employé pour pièces délicates de serrurerie, boulons forts, bandages de roues, chaînes communes, grosse ferronnerie, quincaillerie ordinaire, travaux ordinaires de forge.

C'est le correspondant du *best Staffordshire*.

Le numéro 4, analogue à la qualité généralement connue sous le nom de *fer fort*, est employé pour la boulonnerie fine, la quincail-

lerie, les bandages et essieux de voitures, les travaux difficiles de serrurerie, carrosserie et ferronnerie.

Il est assimilable au *best-best* Staffordshire, et correspond au *fer ordinaire* de la marine française.

Le numéro 5, assimilable au *best-best-best* Staffordshire, est un bon fer fort, se comportant bien à froid et à chaud, et servant pour la chaînerie, la carrosserie fine et la serrurerie d'art.

Le numéro 6, *fer supérieur* assimilable au *Yorkshire* et supportant bien un long travail à chaud, est d'un emploi général dans la construction des machines; il sert notamment à la fabrication des rivets de chaudières, chaînes de marine, arbres coudés et autres pièces de machines difficiles, tire-fonds, vis à bois, boulons extra, etc., etc.

C'est le fer supérieur de la marine.

Enfin le numéro 7, extra-doux, de qualité tout à fait supérieure à chaud et à froid, est employé pour rivets et entretoises de locomotives, boulons de machines fines, corps d'outils fins, tiges de pistons, pièces de machines extra-difficiles, enfin pour tous les emplois où le fer fin au bois est jugé nécessaire.

Indépendamment de ces sept qualités, le Creuzot fabrique aussi des fers corroyés, pour certains usages où le fer pourrait travailler de façon à faire craindre la séparation des éléments réunis et soudés au simple laminage: une série particulière de trois qualités portant les numéros 2, 4 et 6 correspond à ce besoin.

(**921**) Quelle que soit la qualité requise pour le métal, les grosses pièces de machines d'une seule venue se commandent directement chez les constructeurs spéciaux; mais un grand nombre de petites pièces, ou bien encore divers assemblages, même de dimensions assez considérables, se font souvent au moyen de certains fers de forme courante, dont le commerce est toujours approvisionné.

Les principaux fers de cette sorte sont, indépendamment des tôles et des fils de fer, dont nous allons parler, les fers *ronds*, *carrés*, *plats*, *méplats*, à *cornières* et à T *simple*, *double* ou *triple* dont la dénomination indique elle-même la forme. Quant à leurs dimensions, elles varient en général suivant les usines, et chacune commu-

nique aux ingénieurs, en même temps que ses prix courants, celles que l'on trouve chez elle.

(222) La *tôle*, dont on a déjà parlé aux *essais*, n'est autre chose qu'un fer de forme particulière, dont une dimension est très-petite relativement aux deux autres. Elle sert à une foule d'usages industriels, et notamment à la construction des chaudières, des châssis de machines locomotives et de wagons, des grands ponts métalliques, des coques de navires, etc

La tôle est *forte* ou *mince* suivant qu'elle a plus ou moins d'épaisseur, sans que la limite soit bien exactement définie; la tôle mince est souvent fabriquée avec du fer au bois, la tôle forte avec du fer au coke et à la houille. On remarquera du reste que le laminage du métal, poussé toujours assez loin par la nature même du produit que l'on veut obtenir, exige un fer relativement assez pur, et comme cette condition est moins souvent remplie pour les tôles fortes, il n'est pas rare que ces dernières soient aigres, c'est-à-dire se rompent *brusquement* sous la charge quoique ayant une assez grande résistance à la rupture; c'est un grave défaut pour la tôle destinée aux chaudières à vapeur.

On n'oubliera pas qu'il faut avoir soin, pour les tôles comme pour le fer, d'éviter les angles vifs, parce que l'allongement des fibres extérieures est ainsi forcément trop considérable, ce qui constitue un danger : on peut généralement parer à cet inconvénient en faisant des angles suffisamment arrondis ; mais dans le cas où l'on serait assujetti à des angles vifs, ou bien encore si l'on avait besoin de tôle emboutie, il serait prudent d'avoir toujours affaire à des tôles douces de première qualité.

Le *fer blanc* n'est autre chose que de la tôle fine préparée généralement au bois, puis décapée, polie et étamée.

Le *fil de fer* s'obtient par l'étirage à froid d'un petit fer laminé, à travers des trous de diamètres décroissants, percés dans une plaque d'acier très-dur nommée *filière*. Sa fabrication exige du fer de meilleure qualité encore que celle de la tôle fine, et le métal nécessaire pour fabriquer les fils de très-petit diamètre doit même être tellement pur, qu'on s'en sert souvent dans les laboratoires pour

les analyses chimiques, comme s'il l'était d'une façon absolue.

Les tôles sont classifiées comme les fers, et généralement avec des numéros correspondants ; ainsi le Creuzot en a sept qualités.

Le n° 1 est trop commun pour être employé d'une façon courante; on en fait cependant quelquefois des parquets.

Le n° 2, *tôle ordinaire* correspondant au fer ordinaire, est employé pour ponts, coques de bateaux, roues hydrauliques, fumisterie et poêlerie, et en général pour tous les usages où la tôle est utilisée droite ou n'a à subir qu'un façonnage simple.

Le n° 3, *tôle ordinaire améliorée*, sert à la fabrication des corps cylindriques de chaudières à vapeur ordinaires, longerons de locomotives, fonds plats de chaudières, conduites d'eau, augets de roues hydrauliques, etc.

Cette qualité remplit les conditions exigées par la marine pour la *tôle commune*.

Le n° 4, désigné sous le nom de *tôle fer fort*, est employé en grand dans la construction des chaudières, corps cylindriques, bouilleurs, fonds emboutis, tuyaux de chauffage, carrosserie commune, etc.

C'est la *tôle ordinaire* de la marine.

Le n° 5, *bonne tôle fer fort*, est employé pour bords tombés simples, corps cylindriques de locomotives, ailettes de turbine, etc.

Le n° 6 est une tôle douce, de qualité égale aux bonnes tôles dites de qualité *fers au bois*. Elle sert surtout à la fabrication des faces avant et arrière des foyers de locomotives, plaques à tubes, fonds emboutis, bouilleurs, tubulures, tôles de coup de feu, fumisterie et poêlerie fine, etc.

C'est la *tôle supérieure* de la marine.

Enfin, le n° 7 est une tôle extra-douce, de qualité tout à fait supérieure à chaud et à froid, employée pour les travaux très-difficiles de chaudronnerie. Elle correspond à la *tôle fine* de la marine et est supérieure aux meilleures marques du Yorkshire.

(923) L'*acier* est un composé de fer et de carbone, mais dans lequel ce dernier corps entre seulement dans la proportion de 1 à

1,5 pour 100, tandis que la fonte, dont nous parlerons plus loin, en contient de 3 à 5. Aussi participe-t-il à la fois des propriétés de ces deux substances : c'est ce que fait remarquer à juste titre M. Grüner, inspecteur général des mines, dans un travail qu'il a publié sur l'acier.

« On peut, dit-il, appeler *fonte* le produit *brut* de la réduction des minerais de fer. C'est un fer impur qui n'est pas malléable, au moins à chaud, mais qui peut se *tremper* par refroidissement brusque.

« On donne le nom de *fer doux* au métal plus ou moins épuré, extrait de la fonte ou directement des minerais de fer, malléable à chaud et à froid, mais non susceptible de prendre la trempe.

« Et le praticien appellera *acier* tout produit intermédiaire pouvant subir la trempe, mais restant malléable à chaud et à froid s'il n'est pas trempé; et ce métal sera de l'acier, quelle que soit d'ailleurs la méthode suivie pour l'obtenir, extraction directe du minerai, affinage partiel de la fonte ou recarburation du fer doux.

« D'après cela, par ses propriétés comme par sa fabrication, l'acier est compris entre la fonte et le fer doux. On ne peut même pas dire où commence et où finit l'acier. C'est une série continue qui part de la fonte noire la plus impure et aboutit au fer doux le plus mou et le plus pur.

« La fonte passe à l'acier dur en devenant malléable, et l'acier proprement dit passe au fer doux en devenant successivement de l'acier doux, de l'acier ferreux, du fer aciéreux, du fer à grains. »

L'acier peut donc être fondu comme la fonte, laminé et étiré comme le fer; mais en outre, il est beaucoup plus résistant qu'eux, et il acquiert généralement par la *trempe* une dureté et une élasticité très-grandes, qui le rendent propre à la fabrication des outils, des ressorts, etc.; enfin, il peut, précisément à cause de sa dureté, prendre un très-beau poli, ce qui rend son usage précieux pour les pièces exposées à des frottements.

(**924**) La *classification* des aciers repose généralement sur une autre base que celle du fer : elle est fondée sur la *dureté*, qu

elle-même provient de la teneur en carbone. C'est ainsi, par exemple, que les aciers sont classés en Suède sous 9 numéros dans l'ordre suivant :

Le n° 1, très-voisin de la fonte blanche pure, peut à peine se forger, mais ne se soude pas.

Le n° 1 1/2 se forge assez bien, mais ne se soude pas encore.

Le n° 2 se forge bien et ne se soude pas.

Le n° 2 1/2 se forge bien et commence à se souder.

Le n° 3 se forge très-bien, et se soude entre les mains d'un ouvrier habile.

Le n° 3 1/2 se forge très-bien et se soude bien : c'est l'acier ordinaire.

Le n° 4 se forge et se soude très-bien : c'est l'acier doux.

Le n° 4 1/2 se forge et se soude très-bien, mais se trempe peu.

Enfin le n° 5 se forge et se soude très-bien, mais ne se trempe pas du tout.

Cette classification est du reste purement arbitraire, et il en existe d'autres : mais toutes sont basées sur le même principe.

(**925**) Les différentes espèces d'acier dont nous venons de parler peuvent être produites par différents procédés, bien que la nature ainsi que les qualités du métal soient en général quelque peu différentes suivant son mode de fabrication : on distingue les variétés suivantes :

1° L'*acier naturel*, ou *acier de forge*, obtenu au bas foyer, soit par le traitement direct du minerai, soit par l'affinage de la fonte;

2° L'*acier de cémentation*, préparé par la carburation du fer forgé, que l'on désigne aussi sous le nom d'*acier poule ;*

3° L'*acier puddlé*, obtenu par la décarburation partielle de la fonte au four à réverbère ou dans diverses espèces de fours rotatifs ;

4° L'*acier fondu*, provenant de la fusion de l'un des trois aciers précédents ;

5° L'*acier Bessemer* ou *Martin*, obtenu par la décarburation partielle de la fonte dans des appareils spéciaux.

La description de la fabrication de ces diverses espèces d'acier rentre essentiellement dans le domaine de la métallurgie : nous nous bornerons donc à décrire leurs propriétés.

L'*acier naturel*, qui n'est autre chose que du fer partiellement carburé, n'est pas homogène ; il faut, pour lui donner cette qualité, le forger ou le corroyer à chaud ; mais cet acier étant fort peu répandu, nous n'en parlerons pas plus longuement.

L'*acier de cémentation* manque généralement d'homogénéité, parce que le degré de carburation n'est pas identique d'un point à un autre de la même barre : l'on n'arrive à obtenir cette qualité qu'en le fondant au moins une fois.

Les meilleurs fers de cémentation sont les fers de Suède ; et parmi eux, ceux de Danemora sont les plus recherchés.

On peut en dire autant de l'*acier puddlé*, qui devient également homogène par la fusion, un simple corroyage ne suffisant pas. Il est très-employé dans la construction des machines.

Mais le plus important de tous est l'*acier Bessemer*, dont la fabrication a pris depuis quinze ans un développement si considérable, qu'elle a renouvelé la face de la métallurgie ; non-seulement ce procédé transforme la fonte, directement et économiquement, en un produit doué de propriétés remarquables, homogène, résistant, et qui, sans atteindre la qualité de l'acier fondu, est infiniment supérieur au fer, mais encore il permet, par son mode même de fabrication, d'obtenir avec la plus grande facilité des lingots de forme et de dimension propres à la confection des plus grosses pièces de machines. Si tous les minerais, et par conséquent toutes les fontes qui en résultent, ne sont pas aptes à donner ce produit, il n'en est pas moins vrai que celles qui le donnent assurent à l'industrie une matière admirablement propre à la plupart des usages industriels qui exigent les qualités d'un aeier ou d'un fer supérieur, avec l'immense avantage d'une facilité très-grande de fabrication.

L'*acier Martin*, rival de l'acier Bessemer, s'obtient comme le précédent en lingots d'un poids considérable, peut-être même d'une grande pureté, et sa méthode de fabrication permet en outre d'utiliser les riblons, bouts de rails, etc.

Ces deux derniers procédés supposent essentiellement des fontes

pures (les fontes sulfureuses et phosphoreuses ne leur convenant en aucune façon), et sont, par ce motif, d'une application limitée; mais entre les fontes tout à fait impures, et celles qui, d'une finesse parfaite, seraient aptes à faire de l'acier fondu de première qualité, on peut parcourir tous les degrés de l'échelle, et obtenir, suivant leur nature, des aciers plus ou moins fins, dans lesquels les propriétés caractéristiques de ce métal, résistance, dureté, finesse, trempe, iront peu à peu en diminuant jusqu'à disparaître complétement.

(026) Il n'entre pas dans notre cadre de parler tant des nombreuses discussions auxquelles ont donné lieu la nature même de l'acier, sa constitution intime et la possibilité de l'obtenir avec telle ou telle espèce de minerai, que des nouveaux procédés de fabrication ou d'épuration sur la valeur desquelles la pratique ne s'est pas encore suffisamment prononcée : quelle que soit son origine, l'ingénieur qui aura à se servir d'un acier devra d'abord l'essayer ; ce sera la manière la plus sûre de se rendre compte de ses véritables propriétés.

Dans cet *essai*, la couleur et l'aspect de la cassure seront le premier caractère à consulter : le grain devra être fin et présenter de petits arrachements, avec une couleur gris argenté et une cassure inclinée en bec de flûte; par conséquent, on devra regarder comme étant de qualité inférieure une barre d'acier qui offrira une cassure perpendiculaire, de couleur blanche et à gros grains.

On étirera ensuite la barre d'acier en pointe au rouge-cerise, mais en continuant le forgeage jusqu'à ce que la barre se soit refroidie, afin de resserrer le grain; la cassure présentera, après cette opération, un grain encore plus fin que la précédente; puis on percera la barre au rouge-cerise, et les bords du trou ne devront pas présenter de gerces.

On sait que l'acier se soude à lui-même plus difficilement que le fer, à cause de la température plus basse à laquelle on est obligé d'opérer; et que cette opération qui peut dénaturer ses propriétés, demande des précautions spéciales auxquelles il faut toujours avoir égard.

Enfin, l'une des principales propriétés de l'acier est, ainsi qu'on

l'a vu, celle d'acquérir la *trempe;* il est donc important de s'assurer qu'il la possède réellement.

Pour cela, on étire la barre à chaud, puis on la trempe chaude dans l'eau froide : l'acier doit devenir immédiatement plus dur et plus cassant, et prendre un grain plus fin et plus blanc; dans cet état, la lime ne peut plus l'entamer; de plus, il doit garder après cette opération une bonne partie de l'augmentation de volume que la chaleur lui avait donnée, et sa densité doit être diminuée d'environ deux centièmes.

(**227**) Mais si, au lieu d'être destinée à faire un essai, la *trempe* que l'on fait subir au métal est destinée à lui communiquer les principales vertus constitutives de l'acier, savoir la *dureté* et l'*élasticité*, il n'est pas inutile de faire observer que ces propriétés ne doivent pas être requises au même degré dans toutes les pièces dont on a à se servir, et qu'il en résulte en conséquence, dans la manière d'opérer, des changements assez considérables.

On remarquera d'abord que la trempe est d'autant plus forte que la *chute de température* est plus considérable, et que sa valeur dépendra par conséquent tout autant de la température du métal que de celle de l'eau; on aura soin du reste de ne pas changer cette eau, afin de ne pas en renouveler l'air, la formation des bulles étant un obstacle à la régularité de la trempe.

Mais l'eau n'est point le seul liquide dans lequel la trempe puisse s'effectuer; on emploie également, d'une part l'eau acidulée et le mercure; de l'autre les corps gras, huiles, etc.

Dans le premier cas, la trempe sera *dure*, et l'acier dur et cassant; il le deviendra même tellement après une trempe au mercure, qu'il sera presque impossible de l'utiliser en pratique; dans le second, au contraire, l'acier conservera son liant et sa douceur, et cela d'autant plus que l'huile, ou le mélange à parties égales de suif et d'huile dont on se sert quelquefois, seront portés à une plus haute température.

Pour les toutes petites pièces, on trempe encore souvent à *l'air*, c'est-à-dire en agitant simplement l'acier à l'air pour le refroidir un

peu plus vivement que si on le laissait simplement se refroidir au repos; cette trempe est également très-douce.

Du reste, lorsque la trempe est trop dure, il est facile de la corriger par un *recuit;* pour cela, on chauffe la pièce à une température d'autant plus élevée qu'on veut la détremper davantage, température qu'on reconnaît à la couleur que prend l'acier pendant l'opération; voici le tableau des nuances qu'il présente successivement :

COULEURS	TEMPÉRATURES CORRESPONDANTES
1. Jaune-paille très-pâle.	221° cent.
2. Jaune-paille plus foncé.	232° —
3. Jaune-orange.	243° —
4. Jaune-brun.	254° —
5. Jaune-brun tirant sur le pourpre.	265° —
6. Pourpre.	277° —
7. Bleu pâle.	288° —
8. Bleu ordinaire	295° —
9. Bleu très-foncé.	317° —
10. Vert d'eau.	332° —

On laisse ensuite refroidir très-lentement, et la *détrempe* est d'autant plus forte que la pièce a été recuite plus fortement.

(**928**) A chaque mode de fabrication de l'acier correspondent, soit sous le rapport de sa constitution intime, soit simplement sous le rapport économique, des propriétés spéciales, qui le rendent propre à tel ou tel usage particulier.

L'*acier naturel* n'est employé que pour la fabrication des marteaux, enclumes, tranches, étampes, et en général des outils de forgeron; encore faut-il ajouter que son usage a été presque entièrement abandonné et qu'il est remplacé par celui de l'*acier de cémentation*.

L'*acier fondu* au creuset, qui offre toutes les qualités requises de pureté, d'homogénéité, etc., et qui rend l'emploi d'une pièce *sûr*, est employé pour les outils propres à découper les métaux à froid, ainsi que pour la coutellerie, l'horlogerie, la chirurgie, etc.

L'*acier puddlé*, moins bon assurément, mais aussi moins cher, ce qu'il importe de prendre en considération dans la construction des

grosses pièces, est généralement réservé dans les machines, aux bielles, manivelles, arbres, etc.; souvent même on le trempe pour avoir de meilleurs frottements; mais pour beaucoup d'applications industrielles, il est remplacé maintenant par l'*acier Bessemer* ou *Martin*. C'est celui-là qui sert en grande partie maintenant pour la fabrication des grosses pièces telles qu'arbres de couche, rails, essieux, bandages, souvent même des canons, et en général de toutes les pièces d'un certain volume qui doivent posséder une grande ténacité et une homogénéité aussi grande que possible.

(**929**) On a cherché depuis quelques années à employer l'acier sous forme de tôle, principalement au point de vue de la fabrication des chaudières à vapeur; mais il faut bien dire que si l'on a, comme on devait s'y attendre, obtenu par ce moyen des tôles beaucoup plus résistantes que les tôles de fer, en revanche, on a été bien vite conduit à ne les employer qu'avec une extrême circonspection; outre que la métallurgie n'est peut-être pas encore en mesure de fournir *avec une parfaite certitude* des tôles d'acier de qualité donnée, possédant non-seulement les conditions requises de résistance, ce qui est facile, mais aussi la ductilité qui leur permet de prendre, avant de se rompre, un allongement proportionnel suffisant, il est essentiel de remarquer que le travail ultérieur qu'on leur fait subir peut changer notablement leurs propriétés, quelquefois même lorsqu'on s'y attendra le moins.

Ainsi, des tôles de cette nature pourront très-bien à la forge devenir dures, de douces qu'elles étaient, et réciproquement, sans que rien prévienne l'ouvrier de ce changement d'état; elles pourront encore, sans qu'on s'en explique très-bien la cause, se fendre spontanément, particulièrement dans les angles rentrants, et la fissure se propagera ensuite peu à peu d'une manière assez analogue à ce que l'on observe sur les glaces en cristal.

Enfin, un autre inconvénient que ces tôles paraissent présenter et que nous croyons devoir signaler bien que la cause n'en ait point été trouvée jusqu'ici, est celui d'être plus sujettes que les tôles de fer aux érosions ou piqûres que l'on a signalées depuis quelques années dans les chaudières, particulièrement celles des machines locomo-

tives; mais l'expérience n'a point encore prononcé définitivement sur cette question.

Nous reviendrons plus loin, au point de vue de la résistance, sur cette question intéressante des tôles qui demande à être examinée de près.

(**930**) La *fonte* est un composé plus ou moins complexe de fer, carbone, silicium, etc., dans lequel le carbone entre dans la proportion de 2 à 5 pour 100; en outre, comme ce dernier métal et plus que lui, elle est toujours associée à des quantités minimes d'une foule de corps étrangers, tels que silicium, phosphore, calcium, soufre, arsenic, manganèse, etc.; enfin, comme elle est obtenue directement des minerais de fer par fusion dans les hauts fourneaux, il arrive souvent qu'elle contient un peu de scories ou matières vitrifiées.

On classe les fontes en fontes *noires*, *grises*, *blanches* et *truitées*. On peut dire que la quantité de carbone qu'elles contiennent diminue, *en général*, depuis les fontes noires, qui en contiennent jusqu'à 5 p. 100, jusqu'aux fontes blanches qui n'en contiennent souvent guère que 2; mais cette règle n'a rien d'absolu, la couleur provenant du carbone *non dissous* : c'est ainsi que les fontes blanches spéculaires sont extrêmement riches en carbone.

Quoi qu'il en soit, les premières présentent une couleur foncée et un grain très-grossier, tandis que les autres offrent un aspect beaucoup plus brillant et un grain plus fin; quant à la fonte truitée, elle est constituée par un mélange de parties blanches et de parties grises, ces dernières formant des taches sur le fond.

On comprend facilement que l'excès de graphite renfermé dans la fonte noire nuise à sa ténacité et empêche son emploi; mais par cela même, cette variété de fonte est souvent fort utile comme mélange, et sert de correctif à d'autres qui, pour un motif contraire, ne pourraient à leur tour être d'aucune utilité pour la fonderie, par exemple à la fonte blanche, qui, dure, cassante, difficile à travailler à l'outil, ne peut servir à cet usage, tandis qu'elle est excellente comme fonte d'affinage pour la fabrication du fer.

La véritable fonte de moulage est la fonte grise, principalement

au point de vue de son emploi dans les machines, parce qu'elle remplit généralement bien les moules, à cause de sa grande fluidité. et qu'elle ne prend pas trop de retrait par le refroidissement; elle présente en outre ce grand avantage, qu'une fois à l'état solide elle se travaille facilement, a plus de ténacité que les autres fontes et donne de bons frottements.

Quant à la fonte truitée, intermédiaire entre la fonte grise et la fonte blanche, elle est naturellement plus dure que la première et moins cassante que la seconde; on l'emploie pour diverses pièces qui doivent résister à des frottements considérables sans usure sensible, et notamment pour les cylindres et tiroirs des machines à vapeur.

Chacune des espèces de fonte a donc son application et ses usages, suivant ses qualités propres et sa nature particulière : mais la division que nous avons faite ne découle pas complétement et nécessairement, comme on l'a vu plus haut, de la teneur en carbone; elle dépend aussi de son mode de refroidissement, et telle fonte naturellement grise deviendra blanche par un refroidissement rapide; par exemple dans le *moulage en coquille*, destiné à durcir la surface d'une pièce, comme aussi telle fonte blanche pourra devenir grise par un refroidissement très-lent; la règle que nous avons posée plus haut n'est donc pas absolue.

Il faut distinguer encore une nature de fonte particulière, appelée *fonte malléable*, dont l'usage se généralise de plus en plus, et qui es un intermédiaire entre la fonte et le fer; en effet, si d'un côté elle ressemble au fer en ce qu'elle peut, comme lui, mais cependant moins bien que lui, se souder, se plier, se couder, etc., en revanche, elle se rapproche de la fonte par sa fusibilité. On obtient ce produit remarquable en décarburant en partie, à chaud et à l'aide de matières oxydantes, telles que l'hématite rouge, par exemple, les objets déjà fabriqués et fondus en fonte blanche.

(221) Nous avons dit que, comme le fer, la fonte renfermait de nombreux corps étrangers.

Le *silicium*, que l'on trouve surtout dans les fontes de moulage en assez grande proportion, sépare en partie le carbone de la fonte

en le faisant passer de l'état de dissolution à l'état de graphite, qui donne à la fonte sa couleur.

Les fontes blanches d'affinage contiennent généralement, mais pas toujours, beaucoup moins de silicium que les autres; en outre, lorsqu'elles prennent l'aspect *lamellaire*, elles contiennent généralement une certaine quantité de *manganèse*, et sont alors employées pour la fabrication de l'acier; il ne faut pas oublier cependant que la présence du soufre peut aussi rendre lamelleuse la fonte blanche.

Le *soufre* blanchit les fontes et le *phosphore* augmente leur fluidité; mais, malgré ces propriétés qui ne pourraient par elles-mêmes nuire au métal, les fontes qui contiennent ces deux substances ne sont guère employées au moulage, parce que la première produit des soufflures à la surface, tandis que la seconde diminue la ténacité; on n'emploie guère les fontes phosphoreuses que pour le moulage des pièces qui exigent beaucoup de précision sans requérir de solidité.

(**232**) Les fontes peuvent présenter de nombreux défauts extérieurs et apparents, qui rendent quelquefois leur emploi difficile ou même dangereux : on distinguera notamment :

Les *soufflures*, produites par les bulles d'air qui n'ont pu s'échapper pendant la *fusion*, et dues souvent, soit à une mauvaise disposition des évents du moule, soit à un sable trop humide : on reconnaît leur présence dans l'intérieur de la pièce au son que rend celle-ci quand on la frappe; lorsqu'elles sont un peu nombreuses, elles doivent amener le refus ou le rejet de la pièce;

Les *piqûres*, ou petites soufflures en très-grand nombre, provenant des mêmes causes, et motivant également le rejet de la pièce, surtout quand celle-ci doit éprouver des frottements;

Les *retirures*, arrachements qui se manifestent dans les angles et sont causés par une trop grande fluidité du métal;

Les *dartres* ou rugosités que présente souvent la surface d'une pièce et qui proviennent de la dégradation du moule dont certaines parties de sable se sont détachées; elles ne constituent pas, en général, un défaut grave, et n'entraînent pas la mise au rebut pour une pièce;

Les *bosses*, qui proviennent d'un sable insuffisamment foulé, lequel a cédé sous le poids du métal, et indiquent par conséquent non pas un défaut de la fonte, mais un défaut du moule : la pièce pourra donc être bonne, mais elle exigera plus de façon;

Enfin, les *gouttes froides*, qui proviennent de ce que la fonte. insuffisamment chaude, s'est solidifiée au fur et à mesure qu'elle tombait dans le moule, de sorte que la pièce paraît quelquefois formée de plusieurs morceaux; ce défaut peut être très-grave et entraîner le rejet de la pièce.

Les fontes sont employées pour le moulage, soit en première, soit en deuxième fusion.

Les fontes de première fusion, employées telles qu'elles sortent du haut fourneau, sont moins pures et moins solides que les autres, mais aussi moins chères, et cette raison les fait préférer pour les tuyaux, plaques et grosses pièces qui ne nécessitent pas d'ajustage, tandis que les fontes refondues au cubilot, autrement dit les fontes de deuxième fusion, plus homogènes et plus tenaces, et permettant d'ailleurs des mélanges par leur mode même de fabrication, sont employées de préférence pour la confection des pièces de machines.

(**933**) Le *cuivre* est un métal d'une belle couleur rouge tirant sur le rose, surtout dans la cassure, qui est toujours à grain; très-ductile, il peut être étiré à froid en fils très-fins et être battu au marteau en feuilles très-minces; à chaud et au rouge clair on peut le forger; par toutes ces opérations, il s'écrouit, devient dur, cassant, mais il reprend son état naturel de ductilité lorsqu'on le chauffe et qu'on le laisse refroidir lentement; il est bon d'ajouter que, contrairement au fer, il ne se soude pas à chaud avec lui-même; en revanche, il est fusible, et quoique se moulant médiocrement lorsqu'il est pur, une addition de quelques centièmes de zinc ou d'étain facilite beaucoup la coulée.

La propriété qu'a ce métal d'être beaucoup moins oxydable que le fer et le zinc, même à l'eau de mer, et celle de se travailler beaucoup plus facilement que le premier de ces métaux tout en ayant une grande résistance, le rend très-précieux pour certains usages de la construction des machines ainsi que pour le doublage des navires;

c'est ainsi qu'on en fait les *tuyauteries*, une de ses principales applications.

Le cuivre se trouve dans le commerce en lingots, en feuilles, en barres cintrées ou rondes, et en fils : le plus recherché est le cuivre *rosette*, qui vient de Russie et de Suède ; l'Angleterre et le Pérou en fournissent aussi de grandes quantités.

Sa densité est de 8,8 à 8,9.

(**934**) L'*étain* est un métal blanc, peu oxydable, ductile et malléable à froid, et difficile à falsifier, soit à cause de sa légèreté spécifique (D = 7,29), soit à cause du *cri* qu'il fait entendre lorsqu'on le plie, d'une façon d'autant plus intense qu'il est lui-même plus pur.

On le trouve généralement dans le commerce sous forme de baguettes ovales ; il fond à la température de 210 à 230°.

L'étain n'est pour ainsi dire pas employé à l'état pur dans la construction des machines, mais en revanche ses alliages sont d'un très-grand usage ; en outre de ceux qu'il forme avec le cuivre, et qui donnent les diverses variétés de bronze employées dans tant de circonstances, il s'allie au plomb et au fer pour former les *soudures* ou le *fer-blanc*, et à un mélange de plomb et d'antimoine pour former le *métal à caractères d'imprimerie :* ses usages sont donc des plus variés et son utilité extrêmement grande.

Le *plomb*, gris bleuâtre, très-éclatant lorsqu'il est fraîchement coupé, est un métal très-mou, non élastique, et ne s'écrouissant pas ; mais tendre, malléable et ductile à froid, à ce point qu'il peut être travaillé au marteau et même au maillet, et qu'on peut le réduire en feuilles très-minces ; il est, comme le cuivre, très-employé dans la tuyauterie, toutes les fois que ses propriétés ne sont pas un obstacle, d'autant plus qu'il résiste bien aux acides, sulfurique et chlorhydrique notamment, et qu'il est très-peu oxydable à l'air ; ces deux dernières propriétés le font employer d'une part pour la construction des chambres à acide sulfurique ; de l'autre, pour les couvertures de toits et terrasses, bien que, par raison d'économie, on lui substitue souvent le zinc pour ce dernier emploi.

La couleur du *zinc* se rapproche de celle du plomb ; il est cepen-

dant plus clair; malléable, il s'étend assez facilement sous le marteau, principalement entre 80 et 140°, mais il s'écrouit; on corrige du reste facilement ce défaut par le recuit.

Le zinc coulé est cassant; laminé modérément il devient plus flexible; moins mou que le plomb et l'étain, il graisse cependant la lime, et ce défaut se manifeste dans tous les alliages contenant ce métal.

Il se trouve dans le commerce à l'état de plaques, de feuilles et de fils, et ses usages se sont considérablement répandus depuis quelques années; indépendamment du fer galvanisé et des objets d'ornement qu'il sert, ainsi que ses alliages, à fabriquer d'une façon courante, on en tire un excellent parti pour l'apprêt des papiers et la couverture des toitures, son oxydation étant arrêtée par l'effet même de la couche d'oxyde qui se forme à sa surface, et son poids étant bien inférieur à celui du plomb.

(**935**) Le *bronze*, alliage composé de cuivre et d'étain, est d'une grande importance dans la construction des machines : il sert à fabriquer les coussinets, et en général beaucoup de pièces sujettes aux frottements; sa composition peut varier depuis 10 jusqu'à 20 pour 100 d'étain, sa dureté augmentant avec la proportion de ce dernier métal. C'est ainsi que l'on prendra pour les coussinets exposés à des frottements sans chocs $\frac{82\,Cu}{18\,Sn}$ et plus ordinairement $\frac{84\,Cu}{16\,Sn}$, tandis que pour les coussinets tendres, on emploiera $\frac{88\,Cu}{12\,Sn}$; on ajoutera même 2 ou 3 centièmes de zinc pour rendre la coulée plus facile; on pourrait encore rendre le bronze plus doux par l'addition de 1/2 à 1 pour 100 de plomb, et plus dur (sans le rendre plus cassant, ce qui serait le résultat d'une addition d'étain) en ajoutant 1/2 pour 100 de fer.

En résumé, le bronze le plus résistant et se moulant le mieux paraît correspondre à la composition suivante :

Cuivre	86,00
Étain	11,50
Zinc	2,00
Fer	0,50
Total	100,00

Les bronzes phosphoreux, dont on a beaucoup parlé depuis quelque temps, n'ont point encore été employés dans la construction des machines et ne paraissent pas tendre à y entrer; nous ne les citons donc que pour mémoire.

On peut rapprocher du bronze le métal dit d'*antifriction* dont le nom indique qu'on s'est proposé de réaliser le minimum de frottement; cet alliage est ainsi composé :

Cuivre	3,80
Antimoine	7,60
Étain	88,60
Total	100,00

Mais, appliqué pendant quelque temps aux coussinets du chemin de fer du Nord, il a été abandonné parce qu'il s'usait plus vite que le bronze; les mêmes raisons ont fait délaisser un autre métal d'antifriction formé de

Plomb	90
Antimoine	10
Total	100

Le *laiton* est un alliage de cuivre et de zinc en proportions variables, en moyenne de 65 de cuivre pour 35 de zinc; il renferme, en outre, toujours de petites quantités de plomb et d'étain qui lui communiquent des propriétés particulières. La composition suivante est surtout en usage :

Cuivre	65,00
Zinc	32,00
Plomb	2,75
Étain	0,25
Total	100,00

Il faut ajouter que, comme le zinc est volatil à une température relativement basse, il est bon de procéder d'abord à la fusion des autres métaux, et d'ajouter alors seulement le zinc, en quantité un peu supérieure à celle qu'on veut avoir dans l'alliage.

Le laiton est d'un jaune d'or plus ou moins vif, ductile et malléable à froid, cassant à chaud, mais aisément fusible et se moulant facilement; sa densité est en moyenne de 8,55; mais elle diminue par la trempe, aussi bien que sa ténacité et sa dureté.

Les proportions des métaux constituants doivent varier suivant l'usage auquel le laiton est destiné : ainsi, tandis que le laiton destiné au tour devra être un peu sec, afin de ne pas *graisser* les outils et contenir un peu *moins* de zinc et un peu *plus* de cuivre que celui dont la composition a été donnée plus haut, celui qui est destiné à la tréfilerie, devant être aussi tenace que possible, contiendra plus de zinc et moins de plomb; celui qui doit être travaillé au marteau contiendra, comme le premier, moins de cuivre et plus de zinc.

L'emploi du laiton est extrêmement varié, mais seulement pour les usages dans lesquels il ne doit pas être soumis aux frottements; aussi est-il moins répandu dans les machines que dans les arts industriels; on l'emploie en particulier pour les tubes de locomotives, les toiles métalliques de tout calibre, les pièces d'ornements, la robinetterie commune (les robinets de construction soignée se font en bronze), etc., etc.

(**236**) Tels sont les principaux métaux ou alliages employés dans la construction des machines; on peut y joindre, si l'on veut, l'*aluminium* et surtout le *bronze d'aluminium*, employé depuis quelques années dans la fabrication des pièces de précision, mais dont la valeur élevée a jusqu'ici beaucoup restreint l'emploi. Il importe maintenant de savoir comment ces métaux peuvent être réunis les uns aux autres ou entre eux, principalement lorsqu'il importe d'éviter les fuites d'eau, de vapeur, etc.

Indépendamment du moyen fourni par les divers assemblages (rivures, boulonnages, etc.), qui seront étudiés plus loin, et servent principalement pour les grosses pièces, on y parvient soit par les soudures, soit par les mastics.

La *soudure* consiste à réunir deux pièces métalliques par un alliage, également métallique, faisant corps avec les pièces à souder; on distingue la *soudure des plombiers*, dite *soudure forte*, faite avec un alliage de 2 parties de plomb pour 1 partie d'étain, la *soudure des ferblantiers* ou *soudure flamande* faite avec parties égales d'étain et de plomb, ou même avec 2 parties d'étain pour 1 de plomb, et enfin la *soudure des chaudronniers* ou *brasure*, qui se compose de 52 à 25 parties de cuivre, pour 48 à 75 parties de zinc, et qui est d'autant plus fusible que la proportion de zinc est plus forte.

L'opération est assez simple, mais elle exige souvent une assez grande habileté manuelle.

Si l'on suppose, par exemple, que l'on ait à souder les bouts de deux tuyaux de plomb, on commencera par rétrécir l'extrémité de l'un des tuyaux et par élargir celle de l'autre, de façon qu'ils puissent se pénétrer mutuellement ; puis on décapera avec soin les surfaces au moyen de l'acide chlorhydrique, de la résine ou du sel ammoniac : cela posé, on fera couler la soudure goutte à goutte sur le tuyau et on l'étendra au moyen d'un chiffon gras pendant qu'elle est encore molle. En promenant sur toute la surface du joint et dans le sens de la longueur du tuyau la tranche d'un instrument spécial, appelé *fer à souder*, préalablement décapé et chauffé, on bouchera toutes les petites fuites par un épais bourrelet strié longitudinalement.

La soudure des ferblantiers, ou soudure flamande, s'emploie différemment.

On laisse l'un des tuyaux cylindriques, mais on donne à l'autre un grand évasement qui permet à l'autre de pénétrer dans son intérieur : on obtient ainsi une rigole à profil triangulaire dans laquelle on coule la soudure au moyen d'un chalumeau à gaz ou à alcool : ce système est beaucoup moins solide que le précédent : il sert généralement pour les tuyaux de zinc.

Quand les soudures doivent résister aux acides, on diminue le plus possible la proportion d'étain ; et quand il s'agit d'acide sulfurique, on emploie la soudure autogène, c'est-à-dire, par le plomb pur, à l'aide du chalumeau à gaz. Le plomb lui-même est ainsi

fondu sur les parties à réunir, lesquelles ont été préalablement décapées par l'un des procédés ci-dessus décrits, et la soudure se trouve exécutée sans le secours de l'étain.

Enfin, la brasure des chaudronniers sert à réunir et à souder ensemble les bords des pièces de fer, de cuivre, de laiton, etc., préalablement bien décapées; l'alliage doit être en petits grains. Quant à la manière d'opérer, elle varie un peu suivant les ateliers: nous en donnerons une idée suffisante en prenant l'exemple d'un tuyau en cuivre à braser avec une bride en fer.

Après avoir décapé à la lime l'extrémité du tuyau et l'intérieur de la bride, on force un peu le tuyau pour l'élargir et faire un petit rebord : on garnit le pourtour de soudure en petits morceaux mélangée de borax en poudre et on porte le tout sur le feu de forge : par l'action d'une tige en fer de forme convenable, le mélange en fusion adhère parfaitement au tuyau et à la bride, et pénètre même dans leur intervalle.

Le rôle du borax, dans cette opération, consiste à dissoudre les oxydes formés, et par conséquent à maintenir le décapage des parties à réunir.

(**237**) Les mastics sont employés pour former les joints de certaines pièces de machines, principalement lorsque ces joints sont destinés à être défaits plus tard ; on emploie soit le *mastic au minium*, ou *mastic rouge*, soit le *mastic de fonte*, ou *mastic noir*, suivant qu'on doit ou non les défaire ultérieurement.

Le *mastic rouge* se compose par parties égales de *minium* et de *blanc de céruse*, mélangés intimement à sec, et auxquels on ajoute peu à peu de l'huile de lin, éminemment siccative, en même temps qu'on malaxe et martèle énergiquement toute la masse. Celle-ci, d'abord très-dure, finit par s'amollir sous l'action du marteau, et prend la consistance du mastic de vitrier ; c'est dans cet état qu'on l'emploie pour faire le joint, qui durcit au bout d'une heure ou deux.

Pour l'employer, on a soin de dresser parfaitement les surfaces à réunir, et on y creuse une série de rainures destinées à empêcher l'expulsion du mastic par le serrage des écrous : l'épaisseur du joint

ne doit pas dépasser 2 millimètres, mais elle est souvent beaucoup plus faible; pour rendre la matière plus consistante, on y ajoute quelquefois de l'étoupe hachée, ou même une toile métallique à mailles un peu larges, ou bien encore une mince rondelle de plomb, enduite de mastic de chaque côté.

Si l'on avait besoin d'un joint extrêmement mince et presque sans épaisseur entre deux surfaces parfaitement dressées, on supprimerait le minium et l'on emploierait le blanc de céruse seul, délayé avec l'huile de lin.

Le *mastic noir* se compose de :

20 parties en poids de tournure de fonte non rouillée;
1 partie de fleur de soufre;
1 partie de sel ammoniac.

La limaille et le soufre sont mélangés d'abord d'une manière intime à l'état sec, puis on les arrose avec la dissolution de sel ammoniac.

On emploie ce mastic en serrant l'une contre l'autre les deux pièces à réunir, au moyen de boulons, et on mate le mastic dans un intervalle qu'on a eu soin de laisser entre les deux brides à l'intérieur du joint; il se durcit alors tellement par la dessiccation, qu'on ne peut souvent plus l'enlever qu'au burin.

Lorsque le joint doit être soumis à une haute température, ni l'une ni l'autre de ces deux espèces de joints ne peuvent être employées; on se sert alors de la composition suivante :

7 parties en volume de limaille de fer ou de tournure de fonte non oxydée;
2 parties de terre grasse pulvérisée.

Le mélange intime se fait à sec, et au moment de l'emploi, on ajoute un peu de vinaigre ou quelque acide étendu.

§ 2. — Bois.

(**938**) Après les métaux, il convient d'étudier les différentes qualités ou espèces de *bois* employées dans la construction des ma-

chines, quoique cette matière tende peu à peu, à raison de sa cherté croissante, à être remplacée par le fer, la fonte ou l'acier; mais avant de procéder à cet examen, il ne sera peut-être pas inutile de voir comment se fait la croissance d'un arbre et d'étudier sa structure intime, car tout n'y est pas également bon, également propre aux nombreux usages pour lesquels on l'emploie.

On distingue dans un arbre, en allant de l'intérieur vers l'extérieur, trois parties principales : la moelle, le corps ligneux et l'écorce.

La première disparaît quand l'arbre est suffisamment vieux; la troisième n'est point utilisée dans la construction; il est donc inutile d'en parler. Quant à la seconde, ou corps ligneux, elle se compose du *bois parfait* et de l'*aubier*.

Chaque année, le tissu cellulaire de l'écorce, ou *cambium*, donne naissance à une couche cylindrique extérieure d'aubier, pendant qu'une couche intérieure passe à l'état de bois parfait; il en résulte, comme on le voit, qu'à chaque époque de la vie d'un arbre en pleine croissance, le nombre des couches d'aubier est constant.

L'expression en usage de *bois parfait* montre bien que l'aubier, qui n'a pas encore subi cette transformation, n'est aucunement propre à la construction et devrait en être exclu avec soin, tant à cause de son peu de dureté que de la facilité avec laquelle il se pourrit.

Le corps de l'arbre est naturellement traversé soit par les rayons médullaires, canaux qui amènent les sucs jusqu'à son centre et lui maintiennent une sorte de vie, soit par les fibres déviées provenant de la croissance latérale des branches, lesquelles forment les nœuds.

Cela posé, nous considérerons successivement les diverses variétés d'arbres employés : on peut les diviser en cinq classes, qui sont :

Les bois durs;
Les bois blancs;
Les bois fins;
Les bois résineux;
Les bois exotiques.

(**239**) *Bois durs.* — Le *chêne* est le plus employé de tous ces bois; il est dur, ferme, élastique, n'est pas cassant, et se conserve bien;

on peut en trouver facilement de très-grosses pièces; aussi sert-il principalement pour la menuiserie et la charpente; mais il est cher. On en distingue quatre variétés qui sont désignées par leur couleur.

Le *chêne blanc* a la feuille très-étroite, très-découpée et d'un vert clair; les glands sont toujours isolés ou uniques à long pédoncule, l'écorce est relativement lisse, les fibres droites, parallèles, flexibles et résistantes; le bois a une couleur blanchâtre, et le tronc pousse droit et élevé : c'est l'espèce la plus rare et la plus chère.

Le *chêne rouge*, ou *chêne de Bourgogne*, a les feuilles d'un vert plus foncé et l'écorce plus rugueuse; les glands se présentent par groupes ou bouquets de quatre, cinq ou six; les branches commencent plus bas, et les fibres sont moins élastiques, moins résistantes que celles du chêne blanc; elles sont également moins droites et souvent entrelacées ou *rebours*; cette variété est très-employée dans les arts.

Le *chêne noir*, commun dans l'ouest et dans le midi de la France, est plus dur et plus foncé que les précédents, mais croît plus lentement, atteint des proportions moindres, et n'est pas d'aussi bonne qualité; il leur est, en somme, inférieur.

Le *chêne vert*, commun dans le Midi, croît lentement et n'acquiert que de petites dimensions; mais comme il est très-dur et qu'il se conserve bien dans l'air et dans l'eau, on peut en faire avec succès, bien qu'il se tourmente beaucoup à l'air, de petites pièces exigeant un bois très-dur et de bons frottements (poulies, cames, etc.). On le reconnaît à son bois brun clair et à son aubier presque blanc.

La bonne qualité d'un chêne se reconnaît d'une manière générale à la couleur du bois, de l'écorce et des feuilles : la couleur relativement pâle est un bon indice; foncée, elle dénote un bois vieux et passé.

(**940**) Le *frêne* est moins dur que le chêne, plus pâle et souvent veiné de jaune; il est aussi moins durable, et a une tendance marquée à se piquer des vers; ses fibres très-serrées, très-droites, plus élastiques que celles du chêne, tendent moins à se fendre, et ces qualités le font rechercher pour les longues pièces, pour celles qui

sont exposées à des chocs, par exemple pour les brancards, les avirons, les manches d'outils, etc.

L'*orme* offre deux variétés bien distinctes : l'*orme ordinaire*, et l'*orme tortillard.*

Le premier tient le milieu, quant à la nature de ses fibres, entre le chêne et le frêne, en se rapprochant plutôt du second au point de vue de son emploi dans l'industrie ; il est droit et pousse haut. Le second est tout différent, il a ses fibres *rebours ;* son tronc recouvert d'une foule de petites bosses, son écorce raboteuse, l'aspect ondulé de ses fibres, expliquent le nom particulier qu'il porte. Il présente cette propriété curieuse que l'aubier, de couleur jaune, est plus dur que le bois proprement dit, qui est rouge. Cette essence est très-recherchée dans le charronnage, principalement pour les pièces percées de nombreux trous, telles que les moyeux des roues.

Le *châtaignier* ressemble beaucoup au chêne pédonculé, et, comme ce dernier, pousse très-grand et très-haut; son bois, de couleur blanche un peu jaunâtre, est moins dur que celui du chêne, mais plus souple ; fraîchement coupé, il est facile à reconnaître par l'absence de rayons médullaires ; mais au bout d'un certain temps, ces deux essences sont difficiles à distinguer dans les constructions, le châtaignier durcissant à la longue : il est toutefois plus sujet à la vermoulure que le chêne.

Ce bois est souvent débité en lattes, échalas, merrains, manches d'outils ; les cercles de tonneaux sont faits avec de jeunes tiges, ou avec de petites branches fendues en deux.

Le *noyer* est gris-brun lorsqu'il est sec ; c'est un bois dur, liant, à fibres résistantes et très-fines, à grain fin, se coupant très-bien dans tous les sens. Ces caractères le rendent, malgré son prix, d'un usage très-convenable pour les sculpteurs et les tourneurs ; sans parler de l'emploi, dans l'exécution des meubles, des placages veinés que fournit la partie de l'arbre qui confine aux racines, nous nous bornerons à dire que les modeleurs l'emploient beaucoup pour l'exécution des petits modèles qui doivent être soignés, durables, et supporter les manipulations de la fonderie.

Le *hêtre* pousse très-promptement, très-droit et très-fort ; son bois est brun clair, veiné de parties relativement claires et brillantes

comme dans le frêne; moins dur que les bois précédents, il se travaille bien au tour et se coupe facilement en tous sens, ce qui permet d'en faire des objets de boissellerie; chauffé au feu de ses copeaux, il durcit; mais en revanche, il est facilement attaqué par les vers, lorsqu'il est exposé à l'air, de sorte qu'il ne peut guère être utilisé pour les ouvrages extérieurs.

(**941**) *Bois blancs.* — Le *peuplier*, blanc, tendre, léger, à couches annuelles peu apparentes, a un grain filandreux et des fibres adhérentes que le choc et le frottement ne détachent qu'assez difficilement.

On en distingue trois espèces :

Le *peuplier noir*, à feuilles lisses, d'un vert foncé, plus solide que les deux autres, est employé soit pour voliges, soit dans la menuiserie et la carrosserie.

Le *peuplier blanc* ou de *Hollande*, très-aisé à reconnaître par le duvet blanc qui recouvre le dessous de ses feuilles et par la rapidité de sa croissance, a un grain fin et serré qui le rend facile à couper et à polir, et susceptible de certains usages auxquels le précédent conviendrait peu, tels que la fabrication des ustensiles de ménage, sabots, etc.

Enfin, le *peuplier* d'*Italie*, remarquable par la position de ses branches serrées contre le tronc près du sol, ainsi que par son grain plus lâche et plus poreux que celui des deux essences précédentes, pousse vite, devient très-gros, mais n'est employé que pour des ouvrages grossiers, tels que voliges, caisses d'emballage, etc.

L'*aulne* croît très-vite, surtout dans l'eau, et résiste bien à l'humidité, ce qui le rend très-propre à la confection des pilotis, corps de pompe, etc.; mais il s'altère vite à l'air; blanc roussâtre, plus dur que le peuplier, il peut se couper, se tourner, et servir à la confection des modèles.

Le *tremble* est mou, peu résistant, analogue au peuplier, mais peu durable, et propre seulement à faire des ouvrages grossiers.

Le *bouleau* est un bois doux et liant, qui peut, dans certains cas, remplacer avantageusement le peuplier; ses branches, généralement droites, sont employées à la confection des pieux, manches à

balai, etc. Il est facilement reconnaissable à son écorce blanche qui, chaque année, se déchire spontanément en s'enroulant sur elle-même.

Le *tilleul* est un bois léger, tendre, uni, de nuance rougeâtre, acquérant de fortes dimensions et se travaillant facilement sans se fendre et sans se tourmenter sensiblement à l'humidité, ce qui le rend particulièrement propre aux travaux de modelage et de sculpture un peu grossière. Le *liber* du tilleul sert quelquefois à la confection des cordes à puits.

Le *platane* est blanc, sans aubier, se conserve bien sous l'eau, lorsqu'il y est constamment plongé, mais à l'air il se pique facilement des vers ; il se coupe bien, à peu près comme le hêtre ; ce bois a été introduit en France vers la fin du dix-huitième siècle ; on le reconnaît facilement à son écorce, qui chaque année se détache spontanément par plaques.

L'*acacia*, jaune avec veines brunes et verdâtres, est un arbre à croissance rapide ; il est très-dur et peut prendre un très-beau poli ; mais comme il est très-raide, il se fend facilement en éclats ; on l'emploie pour pilotis, mais surtout pour les roues des voitures de luxe.

Le *charme* est blanc, dur, à grain fin et serré, prend beaucoup de retrait, et se fend par la dessiccation ; on l'emploie beaucoup pour masses, maillets, vis, cames, et même pour dents d'engrenage, à défaut de certains bois fins dont nous parlerons plus loin.

L'*érable*, particulièrement l'*érable moucheté*, est le plus dur et le meilleur des bois blancs ; mais il est rare et cher ; s'il est très-employé dans l'ébénisterie, il l'est en revanche fort peu dans la construction des machines.

(**942**) *Bois fins.* — Le *cormier*, ou *sorbier*, est un bois de couleur rougeâtre, assurément le plus utile de tous les bois fins dans la construction des petites pièces de machines, telles que outils divers, cames, dents d'engrenage, broches, goupilles, coussinets, etc. Ces usages s'expliquent par la finesse de son grain, très-dur et très-compacte, ainsi que par la facilité que l'on éprouve à le couper et à le polir.

Le *poirier* et le *pommier*, mais principalement le poirier, peuvent remplacer le cormier, à la condition d'être bien secs ; le premier est de couleur rougeâtre, à structure serrée ; le second, moins foncé, moins dur et moins fin, peut acquérir de plus grosses dimensions.

L'*alizier*, presque blanc, moins dur que le cormier, a les mêmes usages parce qu'il possède des qualités analogues, quoique à un moindre degré.

Le *cerisier* et le *merisier*, de couleur rouge, sont employés non-seulement dans la charpente, mais encore dans l'ébénisterie, à cause du beau poli qu'ils peuvent prendre ; mais leur emploi est presque nul dans la construction des machines.

Le *cornouiller*, de couleur roussâtre, mais dont le cœur devient brun en vieillissant, est plus dur que le cormier même ; souple et raide, difficile à couper, il est très-propre à faire certains manches d'outils, des dents d'engrenage, etc.

Le *buis*, dont la couleur jaune est bien connue, a ses fibres peu marquées, ce qui, joint à sa capacité et à sa dureté, le rend propre à recevoir un poli précieux pour le travail de la gravure sur bois : malgré son prix élevé, et à cause des bons frottements qu'il donne, on l'emploie assez souvent pour les coussinets de transmissions légères.

(943) *Bois résineux.* — Ces bois, à feuilles persistantes, poussent droits à une hauteur plus ou moins grande, et présentent une section circulaire décroissant à peu près régulièrement de la base de l'arbre au sommet ; ces propriétés sont communes aux trois natures de bois résineux que nous avons à considérer ici : le *pin*, le *sapin* et le *mélèze*.

Le *pin* le plus estimé est celui du Nord ; il est propre à faire des pilotis et des poutres à longue portée.

Le *sapin*, moins résineux que le pin, est plus sonore, offre comme lui des couches alternativement dures et tendres, dont les premières sont très-résineuses ; il est employé, réserve faite des dimensions possibles, aux mêmes usages que le pin.

Le *mélèze* enfin est analogue au sapin, mais plus résineux, plus

fin, plus rouge, et d'un rouge qui fonce en vieillissant, enfin d'un grain plus serré. Il se conserve bien à l'air et dans l'eau; mais son exploitation est difficile parce qu'il pousse particulièrement sur les hautes montagnes.

Les différences qui caractérisent les bois résineux que nous venons de citer, disparaissent pour ainsi dire lorsqu'ils sont abattus et débités, ce qui les rend assez difficiles à reconnaître, même pour un œil exercé; tous ont beaucoup d'aubier lorsqu'ils sont jeunes.

(**244**) *Bois exotiques.* — Le bois exotique presque uniquement employé dans la construction des machines est le bois de *gayac*, gros, dur, lourd, de couleur brun foncé, qu'on peut couper sans parvenir en quelque sorte à découvrir le sens du fil : on en fait de petites pièces, telles que poulies, glissières et coussinets de faibles dimensions.

On peut comparer au *gayac* le *bois de Sainte-Marthe*, brun-rouge avec aubier blanc, qui lui est analogue.

(**245**) Quelle que soit la nature d'un bois employé, certains indices tirés de son aspect, de sa couleur, de son odeur, etc., pourront faire augurer de ses qualités ou de ses défauts; la pousse vigoureuse, la forme circulaire du tronc, indiquant la régularité des fibres, l'absence de nœuds, la régularité de l'écorce, une dureté et une densité relativement grandes seront d'excellentes marques; la couleur claire devra être préférée à la couleur foncée qui dénote un bois vieilli; l'odeur devra être agréable et fraîche, celle du bois vieux et vermoulu devenant désagréable et même nauséabonde; le son sera clair et les copeaux élastiques.

L'aspect des copeaux peut d'ailleurs fournir un autre renseignement utile : si leur surface est luisante, le bois est sec, mais contient encore les principes de la sève et par conséquent a encore ses fibres bien liées; mais si la surface des copeaux est terne, c'est un signe que le bois est gras; or, un bois gras est celui qui a perdu les matières gélatineuses qui composent la sève; sa solidité en est nécessairement altérée et il se laisse facilement traverser par l'eau.

De plus, lorsqu'on aura reconnu qu'un *bois* ou un arbre est doué des qualités requises pour l'usage auquel on le destine, il faudra encore examiner si la *pièce* que l'on va y découper ne présente pas l'un quelconque des nombreux défauts auxquels le bois est sujet.

La présence de l'*aubier*, facilement attaquable par les vers, devrait d'abord en être proscrite, si on voulait lui assurer le maximum de durée; mais souvent dans la pratique on est obligé de transiger avec ce principe, à cause de l'extrême difficulté de se procurer des bois de l'échantillon voulu ; on équarrit alors en laissant du *flache* : la présence du *double aubier* est d'ailleurs un défaut bien plus grave ; il consiste en ce que, par suite d'une mauvaise croissance de l'arbre, il se trouve à l'*intérieur* une portion d'aubier véritable qui ne s'est pas convertie en bois parfait ; ce double aubier réduit évidemment dans une énorme proportion la valeur de l'arbre.

Beaucoup d'autres défauts peuvent du reste compromettre la solidité et entraîner la mise au rebut d'une pièce donnée.

Les *nœuds*, résultat de l'apparition des branches latérales, n'enlèvent, il est vrai, aucune valeur à l'arbre lorsqu'ils sont sains; mais s'ils sont vicieux à cause de l'eau qui a pénétré dans leur intérieur et a pu faire naître la *pourriture humide*, ils obligent souvent à rejeter la pièce de bois.

La *roulure* paraît parvenir de l'action de la gelée, du givre ou du vent sur l'écorce qui tombe et ne se reforme pas bien l'année suivante ; de là résulte un manque d'adhérence entre les crues des deux années qui s'appelle *roulure*. Cette roulure n'a rien de bien grave lorsqu'elle est partielle, c'est-à-dire qu'elle n'occupe qu'un arc de peu d'étendue ; mais elle peut augmenter par la dessiccation, et si elle devient complète ou à peu près, le mal est très-grand.

La *gélivure* et la *gerce* sont également des fentes, mais dirigées suivant le rayon de l'arbre au lieu de l'être, comme la roulure, suivant la circonférence; il y a entre elles cette différence que la gélivure part du cœur sans atteindre la circonférence, tandis que la gerce part de la circonférence en se dirigeant vers le cœur; la première est le résultat de la congélation de la séve dans un hiver rigoureux ; la seconde provient de l'inégalité de dessiccation du bois, plus

prononcée et plus rapide à l'extérieur qu'à l'intérieur ; il est urgent de procéder à un débitage immédiat quand ce défaut se manifeste avec une certaine intensité.

La gélivure et la gerce réunies en une seule fente ayant la longueur même du rayon forment une *cadranure ;* deux cadranures peuvent produire la séparation complète du bois ; c'est assez dire quelle est la gravité de ce défaut.

La disposition des fibres en hélice, qui constitue le *bois tors*, est un défaut sans importance quand on utilise l'arbre entier, mais il devient grave lorsqu'on débite la pièce, parce que les fibres sont tranchées et la résistance du bois détruite, au moins dans une certaine mesure.

Enfin, les *vermoulures*, les *ulcères*, ou la *carie*, produits par diverses causes, sont des défauts graves qui entraînent le rejet des bois.

(**946**) Nous avons vu que la pousse vigoureuse et la régularité de forme d'un arbre était un excellent indice, et si l'on a besoin de bois droits, comme c'est le cas le plus habituel, on devra rechercher cette qualité ; mais il peut arriver, dans des circonstances fréquentes et assez variées, qu'on ait besoin de bois courbes, comme par exemple pour faire des couronnes de roues hydrauliques ; on doit se proposer alors de trouver des bois cintrés naturellement, dont la courbure se rapproche le plus possible de celle des pièces projetées, et il est évident qu'on aura d'autant moins de difficultés à y parvenir que l'on aura des jantes moins longues, c'est-à-dire qu'on divisera en un plus grand nombre d'arcs égaux, par des joints appropriés, la circonférence d'une couronne.

Dans d'autres circonstances, et vu l'impossibilité ou la quasi impossibilité de trouver certaines pièces d'une forme toute spéciale, il faudra donner artificiellement aux bois la courbure qu'ils doivent prendre et rendre cette courbure permanente en les chauffant dans des bains de sable dont on élèvera à volonté la température.

(**947**) Quelles que soient la nature et la qualité d'un bois il ne faut pas oublier que ce bois doit être *sec* pour pouvoir être employé sûre-

ment, et que le mode comme le degré de dessiccation ont une très-grande influence sur sa conservation.

Le bois travaillant d'autant plus que sa dessiccation est plus prompte, on est naturellement conduit à recommander une dessiccation lente; mais cette dessiccation, pour être complète, exige un temps énorme : plusieurs moyens ont été employés pour l'abréger, principalement l'*écorçage* et l'*immersion*.

L'*écorçage* a pour but de mettre les fibres du bois en contact avec l'air ; et si l'on a éprouvé jusqu'à ces derniers temps une grande difficulté à procéder à cette opération, c'est que l'écorce ne se détachait que quand l'arbre était abattu en pleine sève, c'est-à-dire au printemps, époque très-préjudiciable à la conservation du pied ; cette difficulté a disparu par suite de l'invention d'un nouveau procédé d'écorçage, due à M. de Nomaison, et qui consiste à traiter en vase clos, par la vapeur d'eau surchauffée, les arbres que l'on veut dépouiller et qui peuvent ainsi être abattus en toute saison.

L'*immersion* a pour résultat de remplacer par de l'eau la sève et les sels qui sont contenus dans le bois et forment le plus grand obstacle à la dessiccation qui se fait alors plus promptement. L'effet de l'immersion est également bien plus rapide dans une eau courante que dans une eau dormante, et plus rapide encore dans l'eau chaude, telle que l'eau de condensation d'une machine à vapeur; le *flottage*, usité pour le charriage des bois sur les rivières, peut tenir lieu secondairement de l'immersion.

Quel que soit le procédé préalable employé pour favoriser la dessiccation, cette opération s'effectue soit par simple empilage en forêt, soit sous des hangars exposés à l'air, mais recouverts, pour que le bois ne soit pas exposé à la pluie ; la durée de l'opération est à peu près proportionnelle à la surface exposée et en raison inverse de la densité du bois. Enfin on peut aussi employer la dessiccation artificielle dans des étuves à air chaud ou à vapeur, l'étuvage à l'air chaud exigeant que la sève ait été remplacée par l'eau : seulement cette dessiccation forcée a l'immense inconvénient de permettre au bois de reprendre de l'humidité à l'air, et cette raison, jointe à son prix de revient élevé, la fait généralement peu employer.

Lorsqu'il s'agit d'un bois tel que le chêne, cette opération a le double avantage d'empêcher le bois de travailler, ce qui est peut-être plus important pour certaines pièces de machines que pour les constructions ordinaires, et d'assurer sa durée. Mais pour les bois inférieurs, ce second avantage n'est pas obtenu suffisamment par la dessiccation pure et simple, et le procédé relativement récent de la pénétration ou de l'injection du bois par certaines substances préservatrices, notamment le sulfate de cuivre, doit être alors employé, si l'on veut obtenir une inaltérabilité suffisante.

Enfin, au lieu d'assurer ainsi la conservation du corps tout entier de l'arbre, on peut quelquefois se contenter de le soustraire à l'action des agents destructeurs, soit par le *flambage* de la surface, soit par les divers genres d'enduits et de peintures sur lesquels nous reviendrons plus loin.

§ 3. — Matières diverses.

(**248**) — Indépendamment des métaux et des bois, qui forment le corps même des pièces de machines, on emploie souvent, soit pour les préserver, soit pour les réunir, un certain nombre de substances dont l'ingénieur doit connaître l'usage et les propriétés; nous allons donc en dire quelques mots.

Le *cuir* est très-employé dans la construction des machines, notamment pour les clapets, les garnitures des pistons, certains joints de tuyaux et surtout pour les courroies des transmissions de mouvement.

Le cuir destiné à ces usages peut être préparé soit par le procédé de l'acide sulfurique et de la chaux, soit par le tannage : dans le premier cas, il reçoit le nom de *cuir de Hongrie* ou cuir *hongroyé;* il est de couleur blanche, épais et gras ; dans le second, il a, s'il est bien préparé, une couleur rose pâle qui est considérée comme un indice de bonne qualité; toutefois on peut admettre un cuir foncé au centre et pâle sur les bords.

Pour fabriquer les *courroies*, on découpe les peaux par lanières de $1^m,70$ à $2^m,05$ de longueur, en les prenant sur le dos de l'animal, et en limitant par conséquent leur largeur suivant ce que permet la

condition d'avoir une peau d'une épaisseur et d'une résistance uniformes; cette condition exclut les courroies de plus de $0^m,30$ à $0^m,35$ de largeur.

Le cuir qu'on emploie pour les pistons est du cuir très-épais, *jusé* et *suivé :* quand la rondelle de cuir doit être emboutie, on la place sur un cylindre de presse hydraulique dont le bord supérieur est convenablement arrondi à l'intérieur; par le mouvement très-lent et très-énergique du piston, la rondelle de cuir se trouve *forcée* dans le cylindre où elle doit être maintenue assez longtemps pour que sa forme persiste après l'opération.

S'il s'agit de faire un cuir embouti de presse hydraulique (cuir de Brahma), on peut encore prendre simplement un moule en fonte de forme convenable A (fig. 560), muni d'une contre-partie B que l'on peut serrer sur lui au moyen d'un boulon et d'un écrou de serrage. Le cuir, que l'on a eu soin de faire tremper au moins une journée entière avant de l'employer, est serré entre les deux et épouse la forme du moule dans lequel il est pressé : il ne reste plus qu'à le couper le long de la pièce emboutie.

Le cuir est quelquefois remplacé suivant ses usages, soit par le *caoutchouc*, soit par le *chanvre*.

(**949**) Le *caoutchouc*, d'une densité de 0,93 environ, est inaltérable à l'air, mou, flexible, imperméable et extrêmement élastique, mais incompressible, c'est-à-dire qu'il change facilement de *forme*, mais non de *volume*.

Il faudra donc éviter de l'employer comme corps élastique quand il doit être emprisonné de toutes parts, comme par exemple dans les presses-étoupe; car indépendamment de ce qu'il ne céderait en aucune façon par le serrage, il aurait en outre l'inconvénient de ne pas remplir les joints en cas de desserrage.

Le caoutchouc provient de la dessiccation d'un suc laiteux qu'on extrait par incision de plusieurs plantes de l'Amérique méridionale et des Indes; on lui préfère souvent le caoutchouc vulcanisé, c'est-à-dire auquel on a incorporé du soufre afin de l'empêcher de se durcir au froid et de couler à la chaleur : on le prépare en le plongeant dans un bain de soufre à la température de 120° à 130°.

Les emplois du caoutchouc sont extrêmement nombreux : dans les machines, il sert surtout à la fabrication des clapets de pompe et des joints, particulièrement ceux des tuyaux ; sa qualité est difficile à reconnaître autrement que par l'usage, et il faut avoir soin de le préserver du contact de la graisse et de l'huile qui le font gonfler à la longue.

(950) Le *chanvre* de bonne qualité a une couleur gris-perle ; il est souple, résistant, peu élastique, à brins longs et parallèles, et d'une odeur agréable, l'odeur de moisi dénotant un chanvre de mauvaise qualité. Il se vend par poignées, et on le divise en quatre numéros suivant la longueur des fibres.

Le chanvre s'emploie pour les garnitures et surtout pour la fabrication des cordages. Pour les garnitures, soit de pistons, soit de boites à étoupe, etc., il faut du chanvre de *premier numéro* ou *premier brin*, qu'on a soin de graisser ; on se contente de le mouiller seulement dans le cas où la garniture est destinée à une pompe à eau. Quant à la fabrication des cordages, dont nous n'avons pas à parler longuement et sur laquelle bien des détails intéressant l'ingénieur ont été donnés dans le Cours d'exploitation des mines, numéros 447 et suivants, elle se compose de deux parties, *filer* et *commettre ;* la première consiste à réunir les fibres filamenteuses par une torsion telle qu'elles rompent plutôt que de glisser les unes sur les autres ; la seconde à réunir ou commettre les fils de *caret* ainsi obtenus, pour en former les cordages de diverses natures employés dans l'industrie.

C'est ainsi qu'on formera un *bitors* avec deux brins de caret, un *merlin* avec trois, une *ficelle* avec un bitors et un merlin ; quatre bitors ou plus donneront un *toron*, et quatre torons ou plus une *aussière*, ou cordage simple ; enfin viendront les *grelins* ou cordages composés de plusieurs aussières.

C'est le plus souvent sur les fils de caret eux-mêmes que se fait l'opération du *goudronnage*, nécessaire à la durée du câble, bien qu'affectant un peu sa résistance ; ce goudronnage par fils est plus efficace que celui qu'on fait sur le câble entier, mais ce dernier procédé conserve mieux la souplesse du chanvre, et l'on comprend qu'il

puisse suffire ou ne pas suffire suivant l'emploi auquel le câble est destiné.

Les cordages à grande section ainsi composés ont l'inconvénient d'offrir beaucoup de raideur ; de là, quand on veut avoir des cordages à la fois très-souples et très-solides, le système des câbles ou cordages plats juxtaposés et cousus ensemble décrit dans le Cours d'exploitation déjà cité avec des détails suffisants, sur lesquels nous ne reviendrons pas.

Enfin, on fabrique quelquefois des cordages métalliques en fil de fer dont l'âme est en chanvre ; le but de cette disposition est tout à la fois de les rendre presque aussi flexibles que ceux du chanvre et moins sujets à l'oxydation que ceux qui sont entièrement en fer.

(**951**) Les *matières grasses* ont été de tout temps employées pour adoucir ou diminuer les frottements et prévenir ainsi l'usure ou le grippement des parties frottantes.

Ces matières, *huiles*, *graisses*, *suifs*, sont ou végétales ou animales, et le choix qu'on en fait suivant les cas repose à la fois sur cette circonstance et sur leur qualité de substances liquides ou solides.

Ainsi par exemple, les huiles, végétales ou animales, sont très-propres au graissage des machines — les dernières surtout, vu qu'elles ne sont pas siccatives, — dans le cas d'organes marchant à grande vitesse et avec des charges relativement faibles : certaines huiles végétales, l'huile d'olive par exemple, offrent ici le même avantage que les huiles animales ; mais d'autres, telles que les huiles de lin ou de noix, doivent nécessairement être écartées, comme ayant à un haut degré le caractère d'huiles siccatives.

Maintenant, si l'on avait affaire à des organes fortement chargés, les huiles, même les moins siccatives, ne conviennent plus, parce qu'elles sont, à cause de leur fluidité même, chassées par la pression qui s'exerce entre les surfaces en contact, et qu'elles laissent ainsi les pièces frotter en quelque sorte à sec; dans ce cas, il est nécessaire de recourir à des matières grasses solides, comme le suif pur, par exemple, ou bien encore à un mélange d'huile et de saindoux.

Parmi les matières grasses liquides, c'est l'huile d'olive qu'il faudrait préférer, si son prix élevé n'était pas un obstacle ; on la remplace le plus souvent par l'huile de pied de bœuf ou de mouton ; les matières grasses solides sont les graisses et les suifs, auxquels on ajoute quelquefois, particulièrement dans les chemins de fer, de l'huile de colza en proportions variables suivant la saison pour les empêcher d'avoir une trop grande consistance.

La comparaison des matières grasses au point de vue de leur effet utile peut se faire de bien des façons : la plus simple et la plus commode consiste à faire tourner à grande vitesse une pièce de machine quelconque un peu lourde, et n'offrant pas à l'air une grande résistance, telle qu'une corde de filature, un tambour, etc., de façon que son moment d'inertie soit assez grand et que la résistance de l'air ait ainsi moins de prise, et de mesurer le nombre de tours qu'elle fait, une fois abandonnée à elle-même à la même vitesse, lorsqu'on pratique sur ses tourillons les divers modes de graissage que l'on veut examiner.

Il importe de remarquer du reste que si le choix des substances lubrifiantes a une influence considérable sur les coefficients de frottement applicables aux différents organes des machines en mouvement, il faut en dire autant du choix des systèmes de graisseurs, dont nous parlerons plus tard avec les détails nécessaires.

(**252**) Les *enduits* et *peintures* ont été déjà mentionnés à l'article des bois, comme ayant pour objet essentiel d'en augmenter la durée en empêchant leur dessiccation trop vive et les fentes qui en seraient la conséquence.

L'enduit le plus fréquemment employé est le *goudron*, minéral ou végétal.

Le *goudron minéral* se subdivise lui-même en goudron *naturel*, ou *bitume*, et goudron *artificiel;* ce dernier s'obtient comme on le sait par la distillation de la houille en vase clos ; mais avant de l'employer, on a soin de le concentrer par la chaleur. Dans cet état, étendu sur le bois suffisamment sec, il le protége efficacement, mais à la condition de ne pas être exposé à l'humidité, car il est soluble dans

l'eau; il a également un autre inconvénient; c'est que sa couleur noire facilite beaucoup l'échauffement du bois lorsque celui-ci est exposé au soleil.

Le *goudron végétal* est produit par la distillation des bois résineux; beaucoup moins soluble et beaucoup moins foncé que le précédent, il a une odeur prononcée de térébenthine.

Pour peindre ou enduire au goudron, on mélange souvent celui-ci avec du *brai*, qui est du goudron très-concentré et presque solide, et l'on évite ainsi l'opération de la concentration par la chaleur, dont nous avons parlé tout à l'heure; quelquefois aussi, on ajoute au goudron, pour en augmenter le volume, certaines matières en poudre dont la composition peut varier beaucoup, à la condition qu'elles ne soient pas hygrométriques.

Si l'on passe l'enduit par plusieurs couches, et c'est le cas ordinaire, on remarquera que la première couche doit être bien liquide afin de pénétrer efficacement les fibres du bois, tandis que les autres sont plus épaisses et *forment couverture* sur la première; on peut enfin employer le *sablage*, qui consiste à saupoudrer la couche fraîche de goudron d'un sable fin, sec et chaud, de nature siliceuse, qui en accroît ainsi l'épaisseur.

La *peinture* se fait généralement à la céruse pour les bois, au minium pour les métaux, ces matières étant broyées très-fines et délayées dans l'huile de lin, et on en passe trois couches, dont la première, assez épaisse pour le fer, moins pour le bois, est suivie dans ce dernier cas d'un masticage des fentes avec du mastic de vitrier; la dernière couche seule donne la teinte définitive, et dans certains cas, on applique par-dessus une ou plusieurs couches de vernis incolore.

La préservation par une peinture de bonne qualité et de forte épaisseur est extrêmement utile pour les assemblages des bois où l'eau pourrait pénétrer, et que l'on peint alors complétement, même à l'intérieur.

Il n'est pas inutile, au sujet des enduits, de remarquer qu'on ne peut faire voyager sans une précaution spéciale des machines dont certaines parties sont polies, car il importe de les préserver de la rouille; dans ce cas, on a soin d'enduire celles-ci d'une matière

composée de suif fondu et de blanc de céruse ; comme ce badigeonnage est assez long et difficile à enlever, on se contente quelquefois, quand la machine doit séjourner peu de temps à l'air et sans qu'il y ait risque que les pièces polies viennent à frotter, de les enduire simplement de suif chauffé.

(**953**) Enfin nous nous occuperons, pour terminer, des *matières* à *user* ou à *polir*, et principalement de l'*émeri*.

L'*émeri* est un oxyde cristallisé d'aluminium, coloré par le peroxyde de fer qui lui donne une teinte variant du rouge-brun au brun foncé; sa cassure offre un grain très-serré, et sa dureté permet de l'employer pour user, aplanir et polir certains corps, tels que verres d'optique, glaces, cristaux, fer et acier, même trempé; il est classé par numéros, suivant la finesse du grain. On connaît du reste aussi sous ce nom, dans le commerce, des sables de grenat et de zircon, plus durs que les sables purement silicieux.

L'émeri s'emploie, soit au *rodoir*, formé de deux mâchoires en bois qu'on serre à l'aide de boulons et d'écrous, pour terminer le tournage et le polissage des tiges cylindriques, tourillons, etc.; soit au *polissoir*, consistant en un plateau de bois monté sur un arbre horizontal et garni sur son pourtour d'une bande de cuir saupoudrée d'émeri, marchant à grande vitesse, et avec lequel on dresse et on polit les surfaces planes; soit enfin au *lapidaire*, plateau monté sur un arbre vertical, et muni d'une feuille de plomb et d'étain dans laquelle on enchâsse de l'émeri.

On peut encore avoir recours, suivant les cas, au papier et à la toile d'émeri ainsi qu'au papier de verre, et en général à toutes les substances dures réduites en poudre fine, telles que sable, grès, pierre ponce, rouge d'Angleterre, tripoli, potée d'étain. Ces deux dernières matières sont très-propres à terminer le poli commencé par le grain plus gros de l'émeri.

CHAPITRE XXVIII

RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX EMPLOYÉS DANS LA CONSTRUCTION DES MACHINES

(954) La *connaissance* des diverses matières que nous venons d'examiner, jointe à ces idées générales que tout le monde possède, et à l'examen pratique que tout le monde en a fait, au moins superficiellement, peut suffire, en général, au *choix* d'une substance destinée à remplir un rôle quelconque dans la construction d'une machine; toutefois il est nécessaire de compléter ces notions par l'examen des propriétés mécaniques, qui sont assurément fort loin d'être étrangères au choix même de la substance, mais, dans tous les cas, sont indispensables pour le calcul des dimensions de chaque pièce, en vue de la résistance que chacune d'elles doit opposer à l'effort qui lui sera appliqué par la suite.

Théoriquement, cette étude a été faite dans le premier chapitre de ce volume; l'on y a appris quelle était l'expression mathématique de la *fatigue* et quels équarrissages en résultaient pour des pièces, encastrées ou non, travaillant par flexion ou par torsion; mais on a toujours vu figurer dans les formules certains coefficients E, *i*, P′, R, *t*, de la valeur desquels il faut maintenant s'occuper, et dont la connaissance est indispensable pour arriver aux applications numériques.

L'étude de ces coefficients donne d'ailleurs à l'ingénieur la mesure de la confiance qu'il peut avoir, en moyenne, en telle ou telle matière, supposée homogène et exempte de défauts; et lorsque cette matière est sujette par sa nature à des altérations nombreuses, elle lui dé-

termine les limites dans lesquelles il doit en général se tenir, et la mesure de ce qu'il peut lui demander; l'examen détaillé des nombreuses expériences faites dans le but de connaître les propriétés statiques ou dynamiques des diverses substances les plus fréquemment employées est donc d'une incontestable utilité.

La mesure des coefficients E, i, etc., est presque toujours fondée sur l'étirage d'un barreau de la substance à essayer, à section ronde, carrée ou rectangulaire, exactement calibré sur 10 à 20 centimètres de longueur, et portant vers les extrémités de cette partie calibrée deux traits de repère dont la distance est mesurée avec soin avant et pendant l'opération. De la relation

$$P = EA\frac{l}{L}$$

on tire :

$$E = \frac{LP}{Al}.$$

L'expérience ayant pour but de mesurer directement L, P et l, A étant d'ailleurs connu d'avance, on en déduit par le calcul la valeur de E.

(**955**) Voici, entre bien d'autres, la description de l'une des machines d'essais à la traction qui permettent d'opérer le plus simplement et le plus promptement : c'est le modèle de M. Thomasset, constructeur à Paris, représenté pl. LXXVIII; nous allons le décrire avec quelque détail, parce que le fonctionnement de la plupart de ces machines étant en général basé sur des principes identiques, c'est précisément dans le *détail* que repose tout le perfectionnement.

Cette machine, comme toutes les autres analogues, se compose de deux groupes d'organes bien distincts : l'un qui sert à donner l'effort nécessaire pour faire l'expérience; l'autre destiné à mesurer cet effort, qui n'est autre que la résistance du métal essayé.

Pour donner l'effort, le principe de la presse hydraulique est naturellement indiqué, lui seul permettant d'allier une puissance très-considérable à une douceur d'allures suffisamment grande; il est représenté ici par le *compresseur* B, corps de pompe rempli

d'eau, à parois très-résistantes, dans lequel se meut un piston plein, actionné par une vis, que l'on fait en acier afin qu'elle soit parfaitement solide; cette dernière reçoit son mouvement d'une manivelle à volant par l'intermédiaire d'une vis sans fin et d'un pignon hélicoïdal.

On comprend que le piston, avançant ainsi d'une manière continue, chasse le liquide, au fur et à mesure qu'il descend, dans le cylindre A de la machine.

Ce cylindre est traversé de part en part par un second piston S qui subit vers le milieu de sa longueur immergée une diminution brusque de diamètre, de sorte que la pression du liquide, s'exerçant sur la surface différentielle qui en résulte, donne l'effort de traction à la vis C.

Cette surface différentielle est faible : dans le cas d'une machine de la puissance de 50 tonnes, on lui donne une valeur de 100 centimètres, ce qui suppose une pression de 500 atmosphères en nombre rond : l'avantage de cette faible surface et de cette haute pression est de procurer directement, pour un petit volume d'eau refoulée, un déplacement du piston différentiel assez considérable, qui est nécessaire pour l'allongement du métal.

Le piston lui-même, dont les extrémités traversent les fonds du cylindre, est percé dans toute sa longueur, et sert d'écrou à une longue vis à filet carré C dont l'une des extrémités porte une mâchoire D destinée à saisir un bout de la barrette, tandis que l'autre peut être actionnée par un écrou volant E muni d'une manivelle, qui permet ainsi de la tendre préalablement jusqu'à 2 ou 3000 kilogrammes et d'économiser par suite l'action du compresseur.

L'autre mâchoire F, qui embrasse le second bout de la barrette et se trouve tirée vers la droite lorsque la machine est en action, est munie d'une fourchette dans laquelle est enchâssé un couteau prenant son point d'appui sur la branche verticale du levier d'équerre G.

Ce levier oscille lui-même sur couteaux dans le support V; et quand la traction s'exerce sur la mâchoire, sa branche horizontale vient appuyer sur le plateau H par l'intermédiaire d'un troisième couteau, en exerçant sur lui une pression énergique qu'il ne s'agit

plus que de *mesurer* pour avoir précisément la valeur de la résistance du métal.

(**956**) Cette mesure se fait facilement de la manière suivante :

La pression exercée se communiquant, par l'intermédiaire d'un caoutchouc formant le joint du couvercle, à l'eau dont est remplie la cuvette Z, est transmise au mercure d'un manomètre à air libre K, dont l'échelle est graduée de façon à indiquer en kilogrammes, au fur et à mesure que le mercure est refoulé dans le tube, l'effort exercé sur l'éprouvette.

Cette graduation peut se faire théoriquement : en effet, il est facile de voir que la tension de la barrette éprouvée est diminuée une première fois dans le rapport des longueurs des bras de levier, une seconde fois dans le rapport des surfaces du plateau Z et du tube.

Une hauteur h de mercure dans le tube correspondant, ainsi qu'on le sait, par centimètre carré, à une pression de

$$h \times \frac{1^k,033}{0^m,760} = h \times 1^k,3596,$$

si l'on appelle

H, la hauteur cherchée ;
P, la pression exercée sur l'éprouvette ;
l, L, les longueurs des bras de leviers ;
S, la surface du plateau,

il vient :

$$H = \frac{P}{1^k,3596} \times \frac{l}{L} \times \frac{1}{S}.$$

Ajoutons immédiatement qu'un manomètre R, de même nature et gradué de la même façon, sert à mesurer la pression dans le compresseur B : il sert tout à la fois d'indication et de contrôle.

La graduation théorique dont nous venons de parler peut être vérifiée expérimentalement, et l'on trouve que les résultats de l'expérience directe concordent avec les précédents. Ce résultat provient de la suppression presque complète des frottements, qui est due :

1° Au système adopté pour le montage du levier, lequel, dès qu'il

est en action, ne repose plus que sur les trois couteaux du centre et des extrémités;

2° Au déplacement extrêmement petit de ce levier, déplacement qui ne peut avoir lieu qu'en entraînant le plateau H par pression: or, le volume d'eau de la cuvette Z ne diminuant que du volume du mercure refoulé dans le tube K, et le volume maximum pour les plus gros tubes étant de 9 centimètres cubes, on voit que le plateau, dont la surface est d'environ 3000 centimètres carrés, ne peut prendre qu'un mouvement tout à fait insensible.

Si d'autre part l'on suppose en nombre ronds:

$$S = 3000^{cq}, \quad \frac{l}{L} = \frac{1}{5},$$

on trouvera:

$$H = \frac{P}{2040},$$

c'est-à-dire qu'une augmentation de pression de 10 kilogrammes, par exemple, sera accusée par une élévation de la colonne mercurielle de un demi-millimètre, ce qui est parfaitement observable et suffit très-bien lorsqu'on opère sur des efforts de 20, 30 ou 40,000 kilogrammes.

(**957**) Voici maintenant comment il faudra procéder aux expériences:

On prendra ordinairement la partie à essayer, ou *corps de l'éprouvette*, ronde quand il s'agit de barres de fer ou d'acier, et rectangulaire quand il s'agit de tôle; deux des quatre côtés seulement seront dressés dans ce dernier cas, les plats de la tôle restant dans leur état naturel, ce qui permet de mieux se rendre compte de la résistance pour une largeur donnée: on aura soin que cette éprouvette soit découpée à la machine à raboter, et non à la forge, qui dénature presque toujours le métal, de manière à avoir entre les points m et n une longueur d'un peu plus de 20 à 30 centimètres, et de préférence la longueur la plus grande; puis il faudra tourner la barrette aux dimensions voulues, généralement au diamètre exact de 20 millimètres, en ayant soin qu'aux points m, n les congés

de raccord avec les têtes soient faits avec soin et allongés autant que possible, pour ne pas avoir de changements brusques de section sur une arête, et par suite de ruptures au moment de l'expérience.

En ce qui concerne les points d'attache, la forme peut varier beaucoup : il suffit que toutes les parties de l'éprouvette autres que le corps aient des sections suffisamment résistantes pour qu'elles ne donnent pas lieu à des déformations qui changeraient dans une notable mesure les conditions de traction de la portion essayée. Les figures *a* et *b* représentent des barrettes de fer ou d'acier, *c* une éprouvette de tôle. On remarquera que la forme *b* est préférable à la forme *a*, parce que les cônes sont toujours assez difficiles à bien emboiter, et donnent quelquefois lieu à des secousses pendant l'expérience.

L'éprouvette étant ainsi façonnée, on mesurera une longueur exacte de 20 ou 30 centimètres entre les extrémités de laquelle le barreau soit parfaitement calibré, et on la divisera en deux ou trois parties, en marquant un trait fin à chaque 10 centimètres ; enfin on tracera une ligne droite le long de l'éprouvette, et à chaque point de rencontre avec le trait transversal on donnera un très-léger coup de pointeau : l'expérience sera ainsi complétement préparée.

Prenons comme exemple la forme la plus usitée *b* : après avoir enlevé l'écrou, on passe la barrette dans deux plaques d'acier *d*, dont l'une vient buter contre la tête, l'autre contre l'écrou de la barrette, et on les place dans les deux mâchoires de l'appareil de traction, où leur forme et leur dressage opéré avec soin permettent de les centrer avec une exactitude parfaite.

On s'assure alors du niveau du mercure et on y amène le zéro de l'échelle, qui est à glissière, puis on donne la tension initiale à l'éprouvette à l'aide de l'écrou volant E ; et après avoir poussé l'action de cet organe aussi loin que possible, c'est-à-dire jusque vers 2 ou 3000 kilogrammes, on met le compresseur en action.

Dans cette opération, si l'on ne veut pas s'en tenir simplement aux essais de rupture, mais si l'on désire, au contraire, se rendre parfaitement compte des qualités du métal, il faut faire successivement supporter à l'éprouvette des tractions de plus en plus fortes,

par intervalles successifs de 1000 kilogrammes, et ramener chaque fois la traction à une valeur aussi voisine que possible du zéro, en ne conservant qu'une faible pression pour maintenir l'éprouvette tendue : cette manière d'opérer permet de relever, à l'aide d'un compas à règle graduée dont la pointe mobile est munie d'un vernier à coulisse, la distance des deux points extrêmes 1 et 4, pour voir s'il n'y a pas eu allongement, et, dans le cas où cet allongement existe, de relever les allongements partiels 1-2, 2-3, 3-4, pour voir si l'action est uniforme dans toute la barre.

On déduit de là facilement la limite d'élasticité de la barrette; mais pour l'obtenir avec précision, il faut avoir soin, lorsqu'on approche de la limite présumée, de procéder par augmentations de tension successives très-faibles, afin de déterminer exactement à quelle charge on peut arriver avant qu'il y ait allongement permanent, détermination qui souvent est d'une grande importance.

On remarquera que dès qu'il y a allongement permanent, on peut constater une certaine diminution de la section, appelée *striction*, qui a généralement lieu en un seul point de la barrette : c'est en ce point que se fera la rupture ; mais avec un peu de pratique on arrive, sans même examiner les allongements ni la striction, à se rendre compte dans une certaine mesure de la nature du métal essayé ; il suffit pour cela d'observer la colonne mercurielle qui mesure les pressions ; si la colonne s'élève graduellement sans arrêts ni saccades, on peut affirmer que l'on a affaire à un métal doux, liant, homogène ; dans le cas contraire, à un métal aigre, cassant et impur.

Quelles que soient les circonstances qui auront précédé la rupture, le résumé des phases successives de l'expérience servira à dresser un tableau qui indiquera parfaitement les qualités et les défauts du métal éprouvé.

Lorsqu'il s'agira d'essayer des barres un peu fortes et plus longues que celles dont nous venons de parler, un petit appareil spécial adapté à la machine précédente permettra de mesurer plus commodément les allongements.

Cet appareil, représenté fig. 374, se compose de deux mâchoires à couteau et à pointe qui embrassent la barre à essayer et se pla-

cent aux coups de pointeaux extrêmes : l'une de ces mâchoires porte un cadran, divisé au $\frac{1}{10}$ ou au $\frac{1}{20}$ de millimètre, dont l'aiguille est montée sur une petite roue hélicoïdale ; le mouvement transmis à l'aiguille par cette roue lui vient d'une tige filetée dont l'une des extrémités engrène avec elle, tandis que l'autre est fixée précisément sur l'autre mâchoire : un petit godet, placé sous le pivot de l'aiguille et pressé par un ressort, maintient la tige engrenée avec la roue, mais permet aussi de la dégager à volonté.

On conçoit que les deux mâchoires étant en position et serrées, on puisse, en amenant préalablement l'aiguille au zéro et serrant l'extrémité de la tige au moyen d'une vis destinée à cet usage, mesurer à tout instant, par une simple lecture, au moyen du déplacement de l'aiguille sur le cadran, l'écartement des mâchoires et par suite l'allongement de la barre ; il sera également facile de déterminer la résistance élastique suivant que l'aiguille reviendra au zéro ou n'y reviendra pas, lorsqu'on laissera tomber la pression.

(**258**) Telle est la manière dont on fait les expériences de traction ; ce sont de beaucoup les plus communes ; et l'on peut dire qu'à part la mesure des résistances à l'écrasement pour les mortiers ou matériaux quelconques de construction, les autres expériences sont des expériences *scientifiques* en quelque sorte, et dont on admet de confiance, dans les calculs, les résultats moyens, sans les vérifier. Nous allons cependant en dire quelques mots.

Les expériences d'écrasement se font simplement à la presse hydraulique ; on prend en général des cubes de la matière à essayer, que l'on place sur le plateau, entre deux feuilles épaisses de plomb, destinées à répartir exactement la pression sur toute la surface ; cette égale répartition est encore mieux assurée si à la presse ordinaire on substitue une presse à quatre cylindres placés les uns à côté des autres, et dont les pistons indépendants s'élèvent de manière à exercer partout la même action.

La flexion peut se mesurer sans machine spéciale et avec assez de facilité, en plaçant un barreau bien calibré de la substance que l'on veut essayer, sur deux appuis, et, après l'avoir soumis en son milieu à une certaine charge, en mesurant au cathétomètre la

flèche qu'il prend sous l'effort. On a vu au numéro 883 que cette flèche est donnée par l'expression

$$f = \frac{1}{3}\frac{Q}{E\mu}l^3.$$

On y connaît Q et l; on calcule μ et on mesure f; la valeur de E s'en déduit immédiatement.

On comprend que, dans la pratique, ces observations doivent être faites avec une certaine précision, sous peine d'arriver à des résultats absolument faux, à cause de la petitesse de la quantité à mesurer : aussi a-t-on soin de prendre les deux supports en pierres dures scellées dans un mur, et de relever la valeur de la flèche au cathétomètre La barre est simplement posée sur ces appuis et le milieu chargé par des poids, si la charge ne doit pas être très grande; mais, si l'on veut atteindre des efforts considérables, il deviendra nécessaire de retourner l'expérience, de placer la barre sous les supports, et de soutenir d'abord, puis de pousser son point milieu de bas en haut au moyen d'une presse hydraulique qui permette d'obtenir de fortes pressions.

Les pierres, qui donnent sous ce rapport la rigidité convenable, doivent être scellées à poste fixe; et s'il arrive que la longueur des pièces ne se prête pas à cette installation, on laisse l'un des supports fixe, tandis qu'on remplace l'autre par le plateau même d'une petite presse hydraulique que l'on ramène toujours au même niveau.

C'est ainsi qu'a opéré M. Tresca dans ses expériences du Conservatoire : mais M. Thomasset a appliqué à l'étude de la *flexion*, ainsi que de la torsion, comme nous le verrons plus bas, le principe de la machine que nous venons de décrire pour les essais à la traction, et a rendu ainsi ce genre d'expériences, jusqu'ici fort délaissé, parfaitement pratique.

A cet effet, un sommier fixe porte deux couteaux d'appui dont l'écartement est réglé par un chariot à vis; au point milieu de leur distance se trouve un corps de presse dont le piston, armé d'un couteau, vient presser le rail sur ses appuis; le sommier fixe transmet cette poussée à l'un des bras d'un levier dont l'autre bras appuie sur un plateau manométrique, comme dans la machine déjà

décrite; la valeur de l'effort est donnée encore au moyen d'une colonne mercurielle, et la flèche est mesurée par un appareil spécial.

La machine à essais par *torsion* se compose au contraire d'un banc de tour sur lequel sont établies deux poupées dont l'une est fixe, tandis que l'autre est mobile et peut se fixer à des distances de la première, variant de 0 mètre à $1^m,50$.

La barre à essayer est encastrée, du côté de la poupée fixe, dans une mâchoire montée au centre d'un levier de direction perpendiculaire à son axe, de sorte que le mouvement de torsion tend à faire hausser ou baisser l'extrémité du levier qui repose sur le plateau manométrique. L'autre extrémité de la barre est encastrée dans le moyeu d'une roue hélicoïdale, montée dans la poupée mobile, et actionnée par une vis sans fin, un engrenage, et un volant de force et de diamètre suffisants pour obtenir l'effort voulu. Sur la roue es monté un cadran divisé en degrés, pour lequel un index fixe sert de point de repère.

Il résulte de cette disposition que si l'on imprime, au moyen de la roue, un mouvement de rotation à la barre, l'angle de torsion sera lu sur le cadran en même temps que la pression exercée sur le levier sera mesurée par le manomètre à l'autre extrémité de l'appareil. On aura ainsi tous les éléments nécessaires pour étudier la torsion; on pourra même mesurer l'*allongement* de la barre pendant l'expérience, en adoptant une disposition spéciale qui lui permette de glisser suivant sa longueur dans la poupée mobile. L'étude de ce phénomène n'a pas encore été faite d'une manière suffisante, mais il n'en est pas moins réel et parfaitement constaté.

(**259**) Pratiquement, nous l'avons dit, les premières expériences, celles de traction, ont été, pour ainsi dire, les seules usitées jusqu'ici dans le cas où l'on veut s'assurer de la résistance des matières qui doivent entrer dans la construction d'une machine; trop souvent même on s'en dispense en admettant de confiance les résultats moyens trouvés par d'autres expérimentateurs. Mais quel que soit le mode adopté, la connaissance de ces résultats moyens n'est pas inutile, parce qu'elle permet de procéder à tous les cal-

culs, en admettant à l'avance une certaine valeur des coefficients, qui dépendra du choix et de la qualité plus ou moins supérieure de la matière que l'on veut employer; cette valeur sera d'ailleurs toujours *suffisamment approchée* pour que ces calculs reposent sur une base certaine, et qu'il n'y ait plus lieu que de constater, par une expérience directe, que la matière spécialement fabriquée ou employée, et dont la qualité a été imposée au constructeur par le cahier des charges, répond à l'attente qu'on s'était faite d'elle, et offre bien réellement la résistance qu'on lui a supposée dans les calculs d'équarrissage, par l'introduction de la valeur moyenne des coefficients d'élasticité.

(**960**) Nous allons maintenant passer en revue les résultats généraux trouvés dans de nombreuses expériences faites depuis un certain nombre d'années, soit dans un but purement pratique, soit en vue de recherches scientifiques, bien que ces dernières soient assez rares et qu'elles manquent habituellement de coordination (particulièrement pour le fer, la fonte et l'acier), parce qu'on s'est généralement beaucoup plus préoccupé de connaître les propriétés résistantes d'un échantillon de telle ou telle provenance, que de chercher quelle influence pouvaient avoir sur le métal les procédés de fabrication, et quel rôle y jouaient le degré d'épuration ainsi que les quantités extrêmement petites de matières étrangères qu'il contient habituellement.

Aussi, bien qu'un très-grand nombre de faits aient été acquis, on est obligé de reconnaître qu'aucune loi d'ensemble n'en est résultée; toutefois il est juste de reconnaître que la méthode est difficile à introduire dans les expériences de cette nature; que la provenance et la nature du métal expérimenté ainsi que les circonstances de sa fabrication, les actions mécaniques et calorifiques subies par lui, sont des éléments insuffisants; et que pour le juger complétement, il faudrait encore connaître sa constitution intime, savoir quelle influence exacte ont sur ses propriétés des quantités très-petites et pour ainsi dire infinitésimales de chacune des matières étrangères, arsenic, phosphore, soufre, silicium, carbone, etc., qu'il peut contenir; en un mot, il faudrait allier une analyse assez com-

plexe des expériences mécaniques ou métallurgiques aux opérations chimiques les plus délicates.

Ce travail n'a point été fait jusqu'ici : nous serons donc obligés de nous contenter d'un certain nombre de faits que nous chercherons à grouper de façon à faire ressortir quelques résultats moyens.

On sait que lorsqu'on tend un barreau métallique sous des charges successivement croissantes, ce barreau s'allonge graduellement, et, si la charge augmente, finit par se rompre : on se trouve donc en présence de deux phénomènes distincts, l'*allongement* et la *rupture*, que nous allons étudier successivement.

(**961**) Les expériences les plus précises sur l'allongement du fer ont été faites par Hodgkinson, non sur des éprouvettes de 20 ou 30 centimètres, ce qui n'aurait pas donné assez de précision pour des expériences scientifiques, mais sur des barres de 15 mètres environ de longueur, divisées en plusieurs segments assemblés bout à bout par des manchons

Voici les tableaux de deux d'entre elles :

PREMIER TABLEAU.

Longueur de la barre expérimentée 14^{m},986
Diamètre moyen 1^{c},31318

NUMÉROS DES ÉPREUVES ET INDICATIONS Y RELATIVES	CHARGE DE LA BARRE — TOTALE	CHARGE DE LA BARRE — par centimètre carré	PREMIER ALLONGEMENT OBSERVÉ	ALLONGEMENT PERMANENT
1re Épreuve.	254	187	c. 0.12340	Visible.
2e Épreuve.	508	375	0 27313	Visible 1 h. après l'enlèvement de la charge.
3e Épreuve.	762	562	0.42545	0.003810
4e Épreuve.	1016	750	0.56896	0.005080
5e Épreuve.	1270	937	0 71247	0.006858
6e Épreuve.	1524	1125	0.85598	0.0076200

NUMÉROS DES ÉPREUVES ET INDICATIONS Y RELATIVES	CHARGE DE LA BARRE TOTALE	CHARGE DE LA BARRE par centimètre carré	PREMIER ALLONGEMENT OBSERVÉ	ALLONGEMENT PERMANENT
7e Épreuve.	1778	1312	0.99812	0.010160
8e Épreuve.	2032	1500	1.14808	0.019050
9e Épreuve.	2286	1687	1.30937	0.04953
10e Épreuve.	2540	1875	1.51998	0.12446
11e Épreuve.	2794	2062	1.93040	0.39243
12e Épreuve.	3048	2250	3.32740	»
Au bout de 10 minutes.	»	»	3.50012	1.69418
La même charge enlevée, puis replacée, donne, au bout de 12 minutes.	»	»	3.53060	»
13e Épreuve.	3302	2437	6.52874	5.60175
14e Épreuve.	3556	2625	13.7314	12.7000
15e Épreuve.	3810	2812	»	»
On observe, au bout de 5′ seulement.	»	»	15.79626	13.65250
La même charge étant enlevée, puis replacée, on observe, au bout de				
1 heure.	»	»	17.61998	»
2 heures.	»	»	17.78000	»
3 heures.	»	»	17.89938	»
4 heures.	»	»	17.90700	»
5 heures.	»	»	17.93748	»
6 heures.	»	»	17.94256	»
7 heures.	»	»	18.01870	»
8 heures.	»	»	18.01870	»
9 heures.	»	»	18.01870	»
10 heures.	»	»	18.01870	»
La charge ayant été laissée toute la nuit, on ne retrouve plus le lendemain qu'un allongement de	»	»	17.78000	»
16e Épreuve.				
L'allongement est noté au bout de 5′.	4064	3000	26.82748	24.76500
Cette épreuve est reprise, et l'on observe, au bout de 5′.	»	»	29.21000	»
» 10′.	»	»	29.76626	»
La charge étant enlevée, on trouve au bout d'une heure	»	»	»	27.62250
La charge étant de nouveau placée, on observe 46 heures après.	»	»	30.31998	27.94000
17e Épreuve.	»	»	»	»
On observe au bout de 5′	4318	3187	32.22498	29.68752
La charge étant replacée, on trouve au bout de 1 heure	»	»	32.53740	»
» 2 heures	»	»	32.55010	»
» 19 heures	»	»	32.55010	30.01010
18e Épreuve, au bout de 5′.	4572	3375	37.15004	»
La charge étant enlevée, on trouve au bout de 10′.	»	»	»	34.12998

NUMÉROS DES ÉPREUVES ET INDICATIONS Y RELATIVES	CHARGE DE LA BARRE		PREMIER ALLONGEMENT OBSERVÉ	ALLONGEMENT PERMANENT
	TOTALE	par centimètre carré		
La charge étant replacée, on trouve au bout de 1 heure	»	»	c. 37.76570	»
» 11 heures	»	»	37.82314	»
On laisse la charge toute la nuit; le matin l'allongement est revenu à	»	»	37.78250	»
19e Épreuve	»	»	»	»
Observée au bout de 10 minutes	4826	3502	52.56750	40.9495
La charge étant replacée, on trouve au bout de 7 heures	»	»	52.78574	»
» de 12 heures	»	»	52.78574	»
Le lendemain matin, l'allongement est revenu à	»	»	52.70500	»
20e Épreuve	5080	3750	»	»

SECOND TABLEAU

Longueur de la barre expérimentée 15m,25
Diamètre moyen 1c,89118

NUMÉROS DES ÉPREUVES ET INDICATIONS Y RELATIVES	CHARGE DE LA BARRE		PREMIER ALLONGEMENT OBSERVÉ	ALLONGEMENT PERMANENT
	TOTALE	par centimètre carré		
1re Épreuve	254	88	c. 0.06604	Visible.
2e Épreuve	508	177	0.14605	»
4e Épreuve	1016	354	0.28194	0,00762
6e Épreuve	1524	532	0.41884	0.00558
8e Épreuve	2032	709	0,54610	0.00655
10e Épreuve	2540	886	0.68199	0.00889
12e Épreuve	3048	1064	0.82296	»
14e Épreuve	3656	1241	0.95631	0,016510
16e Épreuve	4064	1418	1.10998	0.034290
18e Épreuve	4572	1597	1.25984	0,052070
20e Épreuve	5080	1773	1.42875	0.086360
22e Épreuve	5588	1950	1.63576	0.152400
23e Épreuve	5843	2039	1,84150	»
24e Épreuve	6096	2128	2.52857	»
5′ après l'allongement est devenu	»	»	2.54889	»
10′ après l'allongement est devenu	»	»	2.56286	0.93472

NUMÉROS DES ÉPREUVES ET INDICATIONS Y RELATIVES	CHARGE DE LA BARRE		PREMIER ALLONGEMENT OBSERVÉ	ALLONGEMENT PERMANENT
	TOTALE	par centimètre carré		
15' après l'allongement est devenu .	»	»	c. 2.60858	0.98298
La charge étant replacée, on observe au bout de 20'.	»	2128	2.64160	1 01092
La charge étant replacée, on observe 1 heure après.	»	»	2.66192	1.03378
17 heures après.	»	»	3 00482	1.37414
25ᵉ Épreuve, on observe, 5' après avoir posé la charge.	6437	2207	3.07340	1.37541
Id. répétée donne au bout de 5'. . .	»	»	3.11023	1.41097
26ᵉ Épreuve.	6601	2308	6.99462	5.25907
Id. répétée donne au bout de 5' . .	»	»	8.92348	7.1565
Id. » de 10' . .	»		10.11682	8.32866
Id. » de 30' . .	»	»	12.87780	10.9982
27ᵉ Épreuve. Observée après 1' . . .	6855	2394	17.09420	»
Id. Id. après 2' . . .	»	»	17.78000	»
	»	»	20.32000	18.2880
Répétée, on trouve 1' après	»	»	20.95500	»
Id. au bout de 1 heure environ. .	»	»	22.68220	20.6756
28ᵉ Épreuve. Observée 5' après . . .	7110	2483	25.90800	23.7998
Répétée, on trouve 5' après	»	»	27.68600	25.5270
29ᵉ Épreuve. Observée 6' après. . .	7445	2501	32.25800	»
30ᵉ Épreuve.	7617	2660	36.75380	»

(**962**) Il paraît résulter de l'examen de ces tableaux (les autres expériences faites par Hodgkinson conduisent à des résultats analogues) que malgré l'assertion longtemps émise par tous et encore maintenant par la plupart des ingénieurs, une tige de fer ne pourrait supporter sans allongement *permanent* une charge même très-faible; en d'autres termes, que l'allongement permanent, loin de se manifester seulement lorsqu'on approche de la limite d'élasticité, se produit sous un effort quelconque. A cela, l'on répond que ce phénomène est dû en grande partie, sinon en totalité, au tassement des points d'appui et des assemblages des tiges; et ce qui tendrait à donner un certain poids à cette assertion, c'est que d'autres expériences faites sur les mêmes assemblages n'ont pas fait augmenter l'allongement.

Quoi qu'il en soit, pour les partisans de l'allongement permanent

immédiat sous les plus petites charges, la *limite d'élasticité* n'a plus de signification ni de raison d'être : aussi nient-ils complétement son existence et prétendent-ils que tous les résultats obtenus par la considération de cette limite, ainsi que les expériences qui cherchent à en déterminer la valeur, ne doivent avoir aucune importance aux yeux du praticien.

La vérité nous paraît se trouver, comme cela arrive habituellement, entre les deux hypothèses : s'il faut reconnaître que la limite d'élasticité ne peut être considérée comme un point mathématique donnant une valeur précise de l'effort au delà de laquelle la constitution intime du métal a été brusquement changée, sa résistance diminuée, ses propriétés altérées, il est cependant évident que les allongements permanents, d'abord extrêmement faibles, augmentent à partir d'une certaine valeur de la charge dans une proportion beaucoup plus grande, et que, si l'on traçait une courbe en prenant les charges pour ordonnées et les allongements pour abscisses, cette courbe, à partir d'un certain point, changerait *rapidement*, mais non *brusquement* de direction, sa tangente faisant avec OX un angle beaucoup plus petit.

Si donc, au lieu de considérer la limite d'élasticité comme un point précis et mathématique, on dit que dans les environs d'une certaine valeur de charge les allongements augmentent rapidement avec l'effort, on aura exprimé la même idée avec d'autres mots ; la notion de la limite d'élasticité subsistera, et l'on ne se trouvera plus en présence que de ce fait, sinon incontestable, au moins extrêmement probable, qu'il se manifeste, sous les plus petites charges, des allongements permanents, mais insensibles par leurs effets dans la pratique courante, parce qu'ils ont une très-faible valeur initiale et qu'ils n'augmentent plus au bout de quelque temps, et dont, par conséquent, l'ingénieur n'a généralement point à se préoccuper dans l'application.

Si l'on jette les yeux sur le tableau précédent, on verra que cette limite se trouve aux environs d'une charge de 12 kilogrammes par millimètre carré.

Quant aux *allongements proportionnels*, dont l'existence est naturellement niée par certains ingénieurs en même temps que celle de

la limite d'élasticité, il résulte de la considération du même tableau que si la proportionnalité absolue n'existe pas, l'allongement observé s'éloigne peu, dans la limite des faibles charges, d'une valeur moyenne que rien n'empêche d'appeler *allongement proportionnel moyen*, ou simplement *allongement proportionnel*.

Nous croyons en conséquence que, jusqu'à un certain point, on peut ne voir en ce sujet qu'une question de mots, et il nous paraît aussi contraire à la vérité de nier *d'une façon absolue* l'existence de l'allongement proportionnel et de la limite d'élasticité, qu'en physique, par exemple, de nier celle de la loi de Mariotte, parce que, des expériences suffisamment approchées ayant fait découvrir une manière commode de grouper, d'analyser et de coordonner les faits, des expériences plus précises sont venues infirmer l'exactitude absolument *mathématique* de la loi.

Nous conserverons donc ces expressions, admises par la généralité des ingénieurs, parce qu'elles nous paraissent simples et qu'elles font comprendre parfaitement ce que l'on veut dire, et il suffira simplement, par la suite, pour ne pas se tromper sur leur signification, de se rappeler les faits qui leur ont donné naissance et l'idée qu'elles doivent représenter.

(263) Le fer paraît s'allonger d'autant plus qu'il est plus pur, ou en d'autres termes, les forts allongements sont un indice de la qualité : c'est ce que met en évidence le tableau suivant, donnant le résultat d'une expérience de M. Bornet sur du fer à câble, et d'une autre de M. Ardant sur le fil de fer. L'on sait que cette fabrication exige un métal de très-bonne qualité, et il est facile de voir, en comparant les allongements portés sur ce tableau avec ceux des tableaux précédents, que ces derniers sont notablement plus considérables.

FER A CABLE, DUCTILE		FIL DE FER		
CHARGE PAR MILLIMÈTRE CARRÉ	ALLONGEMENT PAR MÈTRE COURANT	CHARGE PAR MILLIMÈTRE CARRÉ	ALLONGEMENT PAR MÈTRE COURANT	
			FER DOUX RECUIT	FER DUR NON RECUIT
kil.	millim.	kil.	millim.	millim.
2	0.08	5	0.294	0.260
4	0.16	10	0.588	0.520
6	0.31	12	0.882	0.780
8	0.36	16	1.176	1.040
10	0.47	20	1.470	1.300
12	0.58	25	2.300	1.560
14	0.69	30	13.000	»
16	0.86	32.5	14.100	2.220
18	2.20	35.0	18.000	2.400
20	15.76	40.0	20.500	»
22	24.54	42.5	Rupture.	2.820
24	34.97	45.0	»	3.100
26	46.96	49.0	»	Rupture.
28	67.70	50.0	»	»
30	89.39			
32	152.48			
	Rupture.			

(964) Enfin, il serait assurément fort intéressant de savoir quelle est l'influence de la *durée* de la charge sur l'allongement ; que cette charge soit faible, ou qu'au contraire elle se rapproche de l'effort de rupture, une tige tendue continue-t-elle plus ou moins longtemps à s'allonger suivant une certaine loi ? C'est ce que malheureusement les expériences de Hodgkinson sur les barres ne montrent pas très-bien.

Il paraît probable cependant que, en deçà de la limite d'élasticité, l'allongement définitif est obtenu immédiatement, tandis que lorsque les efforts approchent de la charge de rupture, il met quelques heures à s'établir.

Le premier fait paraît résulter de l'absence d'indications pour les premières épreuves de chaque tableau, le second se manifestant clairement par les indications du premier : mais il a été contredit pour le fil de fer, par des expériences de Vicat, qui tendent à établir que sous une charge supérieure au quart de la charge de rupture, il se produit un allongement *indéfini*.

Il y aurait donc, à ce compte-là, dans la manière dont il se comporte sous la charge, une différence complète entre le fer en barres et le fil de fer qui a subi l'opération de l'étirage à la filière : mais ces résultats auraient besoin d'être confirmés par de nouvelles expériences, avant d'être admis d'une façon définitive.

Empiétant un peu sur les paragraphes suivants, nous ajouterons que Faisbairn a trouvé, mais en opérant, il est vrai, sur la fonte, qu'une action continue et permanente, lors même qu'elle entraînerait la rupture, diffère complétement de la perte d'élasticité que produisent les changements affectant les conditions du métal, tels que les variations de pression agissant par série d'alternances.

Il pense que, dans le premier cas, la charge, quelque rapprochée qu'elle soit de la charge de rupture, agit d'une manière fixe et permanente, tandis que dans le second, les changements, si petits qu'ils soient, conduiraient, s'ils étaient suffisamment prolongés, à une destruction complète ; en d'autres termes, que l'on amènerait infailliblement la rupture d'une barre en enlevant et replaçant un nombre de fois suffisant une charge relativement faible, si cette charge était dès l'origine capable de produire une flèche permanente.

Il serait fort à désirer que ces résultats fussent vérifiés ; mais ce que l'on en sait permet dès à présent de voir qu'une pièce soumise à une succession rapide d'efforts variables quoique ne devant pas dépasser une certaine limite, doit être, quelle que soit la matière qui la constitue, calculée plus largement qu'une autre dont la charge est toujours uniforme.

(**965**) Si l'on vient maintenant à augmenter peu à peu l'action de la charge, la barre essayée, après s'être progressivement allongée sous l'effort, finit par se rompre ; on comprend de quelle importance est, dans la pratique, la connaissance du *coefficient de rupture*, puisque c'est de lui que dépend principalement la résistance de la matière employée.

Voici un premier tableau d'expériences sur du fer en barres, publié en 1834 par M. Émile Martin, dans les *Annales des ponts et chaussées :*

DÉSIGNATION DE LA PROVENANCE ET DE LA QUALITÉ DU FER.	CALIBRE DES BARRES EN CENTIMÈTRES	CHARGE TOTALE DE RUPTURE	CHARGE de rupture par centimètre carré de section: DES FERS GRENUS	DES FERS NERVEUX	ALLONGEMENT FINAL POUR 1 MÈTRE DE LONGUEUR	CHALEUR DU POINT DE RUPTURE	OBSERVATIONS
Angleterre. Fers carrés de qualité supérieure. .	c. 3.88	58000	3852	»	0.145	Nulle.	Rupture toute à grain.
	3.88	56000	3746	»	0.166	Id.	Rupture à grain 1/12 de nerf.
	2.90	30900	»	3674	0.147	Sensible.	1/3 grain 2/3 nerf striction nulle au point de rupture.
	2.55	23300	»	3583	0.197	Brûlante.	Tout nerf, striction remarquable.
	2.55	24000	»	3691	0.197	Très-forte.	Tout nerf.
Fers ronds . . . . (Best cable Crawsbay).	3.90	39000	»	3265	0.214	Id.	Tout nerf, striction très-remarquable.
	3.28	29400	»	3488	0.232	Id.	Id. Id.
	3.20	25500	»	3544	0.252	Brûlante.	Id. Id.
	2.85	21500	»	3370	0.205	Très-forte.	Id. Id.
	2.85 à 2.90	23000	»	3575	0.183	Id.	Id. Id.
	2.55	17000	»	3329	0.143	Id.	Id. Id.
	2.55	18600	»	3642	0.217	Brûlante.	Id. Id.
Fourchambault. Fer à câble. . . .	6.10	92000	»	3148	0.216	Très-forte.	Nerf un peu de grain brillant, striction considérable.
	5.70	81000	»	3174	»	Légère.	Nerf noir.
	5.70	80400	»	3151	0.201	»	Nerf à traces de grain.
	4.90	62500	»	3314	0.230	Très-forte.	Nerf, striction très-remarquable.
	4.50	55900	»	3589	0.176	Forte.	Id.
	4.05	52400	»	3291	0.207	Id.	Id.
	3.35	30000	»	3404	0.195	Très-forte.	Tout nerf.
	3.33	30200	»	3461	0.197	Id.	Id.
	2.96 × 2.90	22400	»	3316	0.188	Id.	Id.
	2.983	22700	»	3360	0.186	Id.	Id.
	2.95 × 2.90	22500	»	3377	0.186	Id.	Id.
	2.667 × 2.835	21400	»	3356	0.190	Id.	Id.
Rigny (Berry). Fer à câble affiné au charbon de bois, corroyé sous le marteau et étiré aux cylindres.	4.275 × 4.175	51000	3638	»	0.160	Nulle.	Grain et un peu de nerf, rompu au collet de l'une des têtes refoulées.
	3.40 × 3.375	26900	2985	»	0.226	Id.	Grain.
	3.30 × 3.40	29200	3414	»	0.111	Id.	Grain.
	3.35 × 3.30	31200	»	3594	»	Brûlante.	Tout nerf, striction remarquable.
Creuzot. Fer à câble envoyé pour essai. . . .	6.30	102000	»	3272	0.089	»	Rupture au collet de l'une des têtes refoulées.
	5.55	86000	3555	»	»	»	2/3 grain 1/3 nerf.
Fer rond marchand pris sur envoi pour Paris. .	3.75	39500	»	3576	0.225	Brûlante.	Tout nerf, striction remarquable.
	3.75	36000	»	3260	0.070	Nulle.	Grain.
	3.75	41500	»	3272	0.218	Sensible.	Nerf noir, striction remarquable.
Saint-Chamond. Fer à câble envoyé pour essai. . . .	4.50	58000	»	3647	0.183	»	Nerf mêlé d'un peu de grain.
	4.5	57000	»	3584	0.200	»	Nerf, très-peu de grain.

DÉSIGNATION DE LA PROVENANCE ET DE LA QUALITÉ DU FER	CALIBRE DES BARRES EN CENTIMÈTRES	CHARGE TOTALE DE RUPTURE	CHARGE de rupture par centimètre carré de section		ALLONGEMENT FINAL POUR 1 MÈTRE DE LONGUEUR	CHALEUR DU POINT DE RUPTURE	OBSERVATIONS
			DES FERS GRENUS	DES FERS NERVEUX			
Fer rond provenant du corroyage de rognures de barres de fer à câble.......	4.50	51000	»	3207	0.241	Très-forte.	Nerf, striction remarquable.
Fer provenant de l'étirage et du corroyage de paquets de rognures de tôle faits au laminoir de Guérigny.	3.135	24500	»	3178	0.241	Légère.	Nerf, striction remarquable.

Il paraît ressortir de ce tableau qu'il n'y a pas de différence très-sensible, ainsi que nous l'avons fait remarquer au numéro 915, entre les résistances du fer à grain et du fer à nerf : mais les expériences ci-dessus ne disent pas quel était l'aspect exact de la cassure, et l'on sait que si le nerf soyeux, à grains fins et d'un blanc argentin, est un indice de grande ténacité, en revanche le nerf grossier, de nuance sombre et à fibres courtes, est la marque d'une qualité très-médiocre. On ne peut donc rien conclure avec certitude. Au contraire, on remarquera la variation des *allongements* de rupture, qui, pour des fers de même provenance et de même nature, passe du simple au double et même au triple, variation beaucoup plus grande assurément que celle de la *charge* de rupture, qui dans les mêmes conditions oscille assez faiblement autour d'une certaine valeur moyenne.

Les fers dont il s'agit dans les expériences précédentes sont des fers ronds, carrés ou à câble, généralement de bonne qualité; quelquefois cette qualité est plus ou moins exigée par la forme même de certains fers spéciaux, tels que les fers à T, les cornières, etc., et surtout pour les fers à boulons, les tôles, les fers feuillards et les fils de fer.

Le tableau suivant donne la résistance à la traction de fers à T et

à cornière de la Moselle : les expériences sont de MM. Ernest Gouin et Cie.

DÉSIGNATION DES FERS ET DE LEURS PROVENANCES	Nos DES ESSAIS	DIMENSIONS DES BARREAUX EN CENTIMÈTRES	SECTION EN CENTIMÈTRES CARRÉS	CHARGE DE RUPTURE TOTALE	CHARGE DE RUPTURE par centimètre carré	MOYENNES
				kilog.	kilog.	
Barreaux extraits de cornières de $\frac{60^m\times 60}{9}$ de l'usine d'Hayange (Moselle), MM. de Wendel et Ce.	1	1.975×0.88	1.738	6330	3814	3890
	2	1.970×0.90	1.770	7270	4107	
	3	1.980×0.89	1.760	7000	3967	
	4	1.990×0.89	1.770	6500	3672	
Barreaux extraits de cornières de $\frac{100\times 100}{13}$ de l'usine d'Ars-sur-Moselle, MM. Dupont et Dreyfus.	1	3.5 ×1.24	4.340	13000	2990	3227
	2	2.00×1.27	2.970	8800	3464	
Barreaux extraits de fer à T de $\frac{140\times 90}{14\times 16}$ et $\frac{200\times 100}{15\times 17}$ provenant de l'usine d'Ars-sur-Moselle.	1	1.97×1.51	2.970	10880	3663	3731
	2	1.98×1.38	2.730	10820	3963	
	3	1.98×1.37	2.710	10000	3690	
	4	1.98×1.37	2.710	9810	3620	
	5	1.98×1.585	3.130	11390	3629	
	6	1.97×1.380	2.718	10390	3228	
Fers plats provenant de l'usine d'Hayange.	1	3.00×0.90	2.70	9430	3492	3609
	2	3.00×0.91	2.73	10430	3820	
	3	2.98×0.91	2.71	9800	3616	
	4	3.00×0.95	2.85	10000	3509	
Fers plats provenant de l'usine d'Ars-sur-Moselle.	1	3.50×0.97	3.390	10580	3208	3692
	2	3.50×0.96	3.360	12210	3633	
	3	3.50×0.97	3.390	13610	4014	
	4	3.50×0.93	3.250	12950	3985	
	5	3.50×0.95	3.320	12450	3750	
	6	3.50×0.935	3.270	11650	3562	

(966) Pour les *tôles*, on a observé un fait analogue à celui qui a été signalé plus haut pour les fers en barres : une variation des allongements beaucoup plus grande que celle des charges de rupture. Le tableau suivant représente des expériences de M. Lavalley sur des tôles d'Imphy.

NUMÉROS DES ESSAIS	DÉSIGNATION	CHARGE Par centimètre carré	CHARGE Moyenne	ALLONGEMENT CORRESPONDANT A LA RUPTURE	OBSERVATIONS
1	Tôle d'Imphy, provenant de fonte au coke affinée à la houille, tirée dans le sens du laminage.	4340	3657	5.73	La rupture s'est faite contre l'épaulement, une paille enlevait une partie de la section.
2		3250		2.80	Grande paille longitudinale.
3		3692		4.90	Étranglement produit avant la rupture.
4		3701		5.10	Légèrement pailleuse.
5		3644		5 06	Cassure d'un bon aspect.
6		3365		3.07	Paille longitudinale.
7	Même tôle tirée dans le sens perpendiculaire aux fibres.	2886	2906	1.15	Cassure d'un bon aspect. Pas de grain.
8		2957		1.30	Id. Id.
9		3002		1.30	Id. Id.
10		2778		0.76	Cassure assez bonne. Un peu de grain disséminé.
11	Tôle d'Imphy, provenant de fonte au bois affinée à la houille, tirée dans le sens du laminage.	3731	3315	3.87	Un peu de grain; bonne soudure.
12		3366		5.30	Id. Id.
13		3260		4.06	Une paille longitudinale.
14		3224		5.10	Id.
15		3216		4.60	Bonne cassure; un peu de grain.
16		3083		4.30	Pailles longitudinales. Pas de grain.
17	Même tôle tirée dans le sens perpendiculaire aux fibres.	3263	3240	2.50	Pailles longitudinales. Pas de grain.
18		3290		2.22	Quelques petites pailles longitudinales. Pas de grain.
19		3072		1.80	Pailles longitudinales. Pas de grain.
20		3336		2.07	Légèrement pailleuse. Id.

On remarquera sur ce tableau un résultat trouvé d'une façon générale dans toutes les tôles expérimentées et qu'il est essentiel de se rappeler : c'est la *différence d'allongement et de résistance du métal, dans le sens des fibres*, ou autrement dit *du laminage, et*

dans le sens perpendiculaire; on peut en général compter sur une résistance supérieure de 4 à 6 kilos dans le premier cas.

Un autre fait, qui paraîtrait résulter de l'examen de ce tableau, mais qui demanderait confirmation, car il est loin d'être admis sans conteste, et l'on serait même disposé à admettre plutôt le contraire, c'est la supériorité de résistance de la tôle au coke sur la tôle au bois : il est probable que les pailles qui se sont manifestées dans la cassure pour la plupart des dernières expériences du tableau ont considérablement diminué la résistance.

(267) Enfin, le *fil de fer* présente généralement une résistance tout à fait exceptionnelle, qu'il doit tant à la pureté du métal auquel l'on est obligé d'avoir recours pour sa fabrication, qu'au mode de fabrication lui-même. Le tableau suivant donne des expériences de Vicat et de Leblanc.

DIAMÈTRE DU FIL	RÉSISTANCE À LA RUPTURE PAR MILLIMÈTRE CARRÉ DE SECTION	AUTEURS
$0^m,002681$	$73^k,33$	Vicat.
$0^m,003087$	$82^k,437$	Id.
$0^m,031$	$82^k,77$	Leblanc.
$0^m,032$	$77^k,38$	Id.
$0^m,033$	$77^k,90$	Id.
$0^m,00023$	$90^k,00$	?

Il paraîtrait résulter des expériences très-nombreuses faites sur les fils de fer et auxquelles a donné lieu la fabrication des ponts suspendus, d'abord que la résistance du fil de fer varie en raison inverse du diamètre ; en second lieu que l'influence de la durée de la charge sur la rupture est à peu près nulle. Les expériences de M. Leblanc tendent en effet à montrer que le fil de fer peut supporter pendant très-longtemps un poids égal aux $\frac{9}{10}$ de sa charge de rupture, sans que sa résistance en soit affectée : mais elles sont quelque peu contradictoires avec celles de Vicat, qui a, comme on l'a vu plus haut, constaté un allongement indéfini sous la charge : y aurait donc lieu d'attendre la confirmation de ces faits.

([illegible]) En résumé, si la connaissance des diverses expériences qui précèdent est très-utile pour se rendre compte de la manière dont les fers se comportent sous l'action des charges qu'on leur applique, il sera dans tous les cas indispensable de se rappeler que, dans la pratique, la *limite d'élasticité* ou *résistance élastique* peut être considérée comme comprise entre 12 et 15 kilos par millimètre carré pour les fers ordinaires, et comme pouvant s'élever à 20 kilos pour les très-bons fers, l'*allongement proportionnel* variant, pour cette charge, entre $\frac{1}{1000}$ et $\frac{1}{1500}$.

On déduit de là, que la valeur de E est généralement comprise entre 15 et 20,000, en prenant pour unité le millimètre carré.

Quant à la *charge pratique*, qui n'est autre que la résistance élastique multipliée par le coefficient de sécurité, et qui représente en somme la valeur maximum de la fatigue que l'on doit admettre dans les calculs, on se placera dans des conditions convenables, pour des fers chargés d'une manière permanente, en la prenant au plus égale à la moitié de la résistance élastique, soit qu'on l'ait mesurée par des expériences directes, soit qu'on l'ait imposée au fournisseur par le cahier des charges.

Il est essentiel de se rappeler ces résultats, bien qu'ils ne puissent avoir, on le comprend, rien d'absolu, et qu'ils représentent simplement la moyenne de ceux que l'on peut admettre ; les valeurs dont on devra se servir dans chaque cas particulier dépendront en effet, non-seulement de la qualité du métal, mais aussi de l'usage auquel il est destiné, et si, la plupart du temps, il doit suffire de s'en tenir aux chiffres moyens qui précèdent, il peut cependant arriver telle ou telle circonstance où il s'agira de se donner la plus grande sécurité possible à cause de l'importance de la pièce, ou bien au contraire d'approcher assez près de la limite d'élasticité, à cause de son poids et du prix qui doit en résulter ; dans le premier cas, on prendra un petit coefficient de sécurité ; dans le second, on le choisira suffisamment grand, et de plus on fera des expériences directes sur les échantillons de la matière à employer, en introduisant leurs résultats dans les calculs.

Enfin, il ne sera point inutile de se rappeler que la température

n'est pas sans influence sur la résistance du fer, et que celle-ci varie beaucoup avec elle ; si nous désignons par l'unité sa valeur à la température ordinaire de 10 à 20 degrés, cette valeur croîtra jusqu'à 100 degrés, où elle atteindra 1,197, pour décroître ensuite, et cela très-rapidement à partir de 400 degrés.

Le tableau suivant donne la série de ces valeurs :

TEMPÉRATURE	TÉNACITÉ	TEMPÉRATURE	TÉNACITÉ
10° à 20°	1,000	400°	0,970
100°	1,197	500°	0,760
200°	1,080	600°	0,520
300°	1,050	700°	0,350
350°	0,980	»	»

On voit par là qu'il est inutile de se préoccuper de cette question au point de vue de la construction des chaudières, la résistance du métal, à la température à laquelle elles fonctionnent d'habitude, étant supérieure à la résistance normale : de même, cette résistance diminue à mesure que la température s'abaisse, de sorte qu'au-dessous de zéro la ténacité du fer est encore moindre ; la rupture des rails et des bandages sur les chemins de fer, plus fréquente en hiver qu'en été, en est une preuve évidente, confirmée du reste par des expériences directes.

§ 2. — Acier.

(**969**) Les expériences sur l'allongement de l'*acier* sont moins nombreuses que celles du fer, et, à notre connaissance, il n'en a point été fait de semblables à celles d'Hodgkinson sur de longues barres permettant de mesurer les allongements même pour des charges relativement faibles. Il n'est donc pas possible d'affirmer que ces allongements sont encore *à peu près* proportionnels aux efforts qui les déterminent, mais ce fait est d'autant plus probable

qu'ils sont sûrement beaucoup plus faibles à égalité de charge dans le second cas que dans le premier, par suite de la plus grande raideur de l'acier.

Le tableau suivant donne les allongements de quatre barres en acier doux tirées les deux premières de tiges de piston *Gouvy*, les deux autres d'un lingot d'acier *Krupp* : ces expériences sont dues à M. *Tenbrinck*.

PREMIER BARREAU		DEUXIÈME BARREAU		TROISIÈME BARREAU		QUATRIÈME BARREAU	
Charges	Allongements	Charges	Allongements	Charges	Allongements	Charges	Allongements
kilog.	cent.	kilog.	cent.	kilog.	cent.	kilog.	cent.
3220	0,000 ?	3220	0,400	3220	0,000 ?	3220	0,000
4460	0,000 ?	4520	0,550	4060	0,175	4060	0,200
4860	0,075	4920	0,675	4460	0,300	4460	0,275
5260	0,200	5320	0,900	4860	0,350	4860	0,400
6080	0,300	5920	2,000 [1]	5260	0,450	5360	0,600
7160	0,700	»	»	5660	0,650	5800	0,900
»	»	»	»	6060	0,900	6300	1,400

[1] Cet allongement a été obtenu en traçant la courbe des allongements observés.

Ces expériences ne permettent pas de déterminer la limite d'élasticité, qui d'ailleurs est beaucoup plus variable dans l'acier que dans le fer, et qui, légèrement plus faible pour le fer que pour l'acier doux non trempé, peut aller pour l'acier vif et trempé jusqu'à 60, 70 et même 80 kilos par millimètre carré : sous ce rapport, les expériences faites par les soins de MM. Combes, Lorieux et Couche, sur des barres de $2^{m},50$ de longueur extraites de tôles d'acier en vue d'étudier leur utilisation à la fabrication des chaudières, donnent des résultats bien plus complets : voici un tableau qui les résume :

DÉSIGNATION DES ÉCHANTILLONS	SECTIONS	CHARGE PAR CENTIMÈTRE CARRÉ CORRESPONDANT A LA LIMITE D'ÉLASTICITÉ p	ALLONGEMENT CORRESPONDANT PAR MÈTRE l	COEFFICIENT D'ÉLASTICITÉ E
TABLEAU N° 1. — ACIER DIT VIF				
Non trempé N° 1.	0.000100	2.477[k]	0.001259	19.674
Non trempé N° 2.	0.000022	2.618	0.001214	21.565
Trempé N° 3.	0.000100	6.528	0.003331	19.598
Trempé N° 4.	0.000025	3.584	0.001906	18.800
TABLEAU N° 2. — ACIER DÉSIGNÉ SOUS LE NOM D'ACIER DOUX				
Non trempé N° 5.	0.000100	2.400[k]	0.001390	17.273
Non trempé N° 6.	0.000022	1.745	0.0013477	12.947
Trempé N° 7.	0.000092	5.564	0.002789	19.949
Trempé N° 8.	0.000100	7.200	0.003392	21.227
Trempé N° 9.	0.000025	7.680	0.004142	18.542

On voit donc que dans ces expériences les charges qui correspondent à la limite d'élasticité sont, en moyenne, les suivantes par millimètre carré :

Aciers vifs non trempés.	25[k],32
Aciers vifs trempés et recuits	50[k],56
Aciers doux non trempés.	24[k],00
Aciers doux trempés et recuits.	74[k],40

D'où il suivrait que la charge limite est, par la trempe suivie d'un recuit, doublée pour les aciers vifs et triplée pour les aciers doux : mais l'expérience n° 4 paraît devoir être rejetée, et on peut même considérer cette limite pour les aciers vifs trempés comme très-supérieure à 50 kilos, et au moins égale à celle des aciers doux.

Les allongements élastiques correspondants sont, en moyenne, pour chacune des espèces d'acier :

Aciers vifs non trempés.	2,532
Aciers vifs trempés et recuits.	5,056
Aciers doux non trempés.	2,400
Aciers doux trempés et recuits	7,440

C'est-à-dire qu'ils sont à peu de chose près proportionnels aux

charges limites d'élasticité ; il en résulte que le coefficient d'élasticité qui, comme on le sait, est donné par l'expression :

$$P = Ei \quad \text{ou} \quad E = \frac{P}{i},$$

a sensiblement même valeur pour les diverses qualités d'acier ; c'est ce que fait ressortir le tableau suivant :

Aciers vifs avant la trempe.	20,764
Aciers vifs après la trempe.	19,169
Aciers doux avant la trempe.	17,263
Aciers doux après la trempe.	19,906

(970) Les expériences de rupture présentent également des résultats remarquables, prouvant la supériorité énorme de résistance de l'acier sur le fer.

Le tableau suivant donne les chiffres obtenus pour des barreaux d'acier fondu de diverses natures et de diverses provenances, dans des expériences faites par M. *Tenbrinck*.

PROVENANCE DES ACIERS	DÉSIGNATION DES PIÈCES DONT LES BARREAUX ONT ÉTÉ EXTRAITS	DIMENSIONS DES PIÈCES DONT LES BARREAUX ONT ÉTÉ EXTRAITS	NATURE DE L'ACIER	RÉSISTANCE PAR CENTIMÈTRE CARRÉ.	ALLONGEMENT TOTAL.	OBSERVATIONS
Usine de MM. Gouvy, Hombourg (Moselle).	Tige de piston	»	doux.	7160 (Moyenne 6760.)	7mm	Assez malléable.
	Tige id . . .	»	id.	7200	9.75	»
	Autre tige de piston. . .	»	id.	5920	»	
	Plateau mince pour pièces de machines	4 cent. d'épaisseur.	tr.-doux.	4860	24.00	Très-malléable ; on a pu les reployer plusieurs fois sur eux-mêmes à froid, sans que les barreaux aient offert de cassures, fentes ou autres défauts.
	Plateau épais pour pièces de machines	»	id.	4860	17.50	Ces plateaux ont été obtenus en refoulant sur elles-mêmes des barres d'acier rondes de 30 c. de long et de 10 c. de diamètre.
Jackson, Petin, Gaudet et Cᵉ (France).	Acier pour tarauds . . .	octogonal de 3 cent.	raide.	7000	11.50	Cassé par suite de défauts.
	Acier plat. .	10, 2	id.	7000	4.00	

PROVENANCE DES ACIERS	DÉSIGNATION DES PIÈCES DONT LES BARREAUX ONT ÉTÉ EXTRAITS	DIMENSIONS DES PIÈCES DONT LES BARREAUX ONT ÉTÉ EXTRAITS	NATURE DE L'ACIER	RÉSISTANCE PAR CENTIMÈTRE CARRÉ	ALLONGEMENT TOTAL	OBSERVATIONS
	Acier quarré .	2.5 × 2.5	raide.	7520	9.00	Acier destiné à faire des burins de machines à raboter. Ces plateaux ont été obtenus, comme les précédents, par refoulement.
Krupp (Prusse rhénane).	Plateau analogue au précédent, de Gouvy. .	»	doux. .	6060	9.00	Cet acier a pu fournir des outils de qualité médiocre. Il ne prend la trempe qu'imparfaitement.
	2e plateau. .	»	id.	6300	14.00	
	Acier fondu Mushet pour outils . . .	2.5 de diam.	raide.	8340	8.00	Acier fondu fin et raide.
Angleterre.	Dito Turton (Sheffield), quarré. . .	2 × 2	id.	7704	12.00	Peu flexible; cassant; prend la trempe à un haut degré.
	Dito Huntsman. . . .	2.5 × 2.5	id.	8100	10.00	
	Dito Kenyon (Sheffield) .	»	id.	8400	6.50	
Angleterre.	Acier Sanderson (Sheffield) (à 8 pans) . . .	3 cent.	doux.	5500	14.50	
	Même acier .	»	»	5320	10.00	Ces aciers étaient destinés à fournir des canons de carabines.
	Acier Sanderson, rond .	2.8	»	5520	15.00	

On peut, sur ce tableau, remarquer la différence de résistance entre l'acier doux et l'acier raide ; tandis que le premier n'a guère dépassé une résistance de 60 kilos par millimètre carré, le second a été jusqu'à plus de 80 : tous deux possédaient une texture fine; et on a pu courber et ployer les barreaux dans tous les sens sans qu'il se révélât de défauts.

Le même expérimentateur a donné le tableau suivant d'expériences faites sur de l'acier puddlé.

DÉSIGNATIONS DES BARREAUX EN CENTIMÈTRES	5c × 1.20 1	4c × 1.30 2	4c × 1 3	3c,5 × 1 4	3c.5 × 1 5	3c × 3 6	1c.5 × 1.5 7	2c × 2 8	Moyenne
Résistance par centimètre carré de section....	7300	7400	6820	6400	7400	6200	7200	7100	6977

La texture de ces aciers était grenue et brillante et leur couleur grise, mais le grain avait des facettes moins vives et plus grosses que celles des aciers fondus ordinaires ; d'une manière générale, on peut dire que la nature des aciers puddlés est assez variable, parce que sans la fusion, l'homogénéité, c'est-à-dire la garantie la plus précieuse de l'acier, n'existe plus.

Les fils d'acier au contraire, dont la fabrication exige un métal d'une pureté et d'une homogénéité exceptionnelles, ont une résistance de 80, 100 kilos et plus, par millimètre carré.

(**971**) Pour les *tôles*, nous citerons les expériences de rupture de la commission dont nous avons parlé plus haut, composée de MM. Combes, Lorieux et Couche.

DÉSIGNATION DES ÉCHANTILLONS	SECTIONS	CHARGE DES RUPTURES PAR CENTIMÈTRE CARRÉ P	ALLONGEMENT DE RUPTURE L	CIRCONSTANCES DE LA RUPTURE
TABLEAU N° 1. — ACIER DIT VIF				
Non trempé N° 1. . . .	0.000100	4.873k	54.95	au milieu.
Non trempé N° 2. . . .	0.000022	5.764	65.00	au milieu.
Trempé N° 3.	0.000100	8.880	4.73	à l'écrou.
Trempé N° 4.	0.000025	5.648	3.74	au milieu.
TABLEAU N° 2. — ACIER DÉSIGNÉ SOUS LE NOM D'ACIER DOUX				
Non trempé N° 5. . .	0.000100	6.096k	34.56	dans les filets.
Non trempé N° 6. . . .	0.000022	5.400	44.58	au milieu.
Trempé N° 7.	0.000092	»	»	une paille.
Trempé N° 8.	0.000100	8.340	6.38	au milieu.
Trempé N° 9.	0.000025	8.784	4.14	au milieu.

On voit, d'après ce tableau, que les allongements de rupture ont été trouvés un peu plus forts pour les aciers vifs que pour les aciers doux (résultat qui aurait besoin d'être confirmé et que nous sommes bien loin de poser en règle générale), mais qu'il y a dans tous les cas une énorme différence entre les allongements de l'acier trempé et de l'acier non trempé. C'est ainsi qu'on a trouvé en moyenne :

Acier vif non trempé.	59,96
Acier vif trempé et recuit.	3,75
Acier doux non trempé.	39,57
Acier doux trempé et recuit.	5,26

Quant au coefficient de rupture, on a vu qu'il est, par la trempe, augmenté dans une très-forte proportion pour les deux sortes d'acier.

(972) Il résulte des expériences ci-dessus, et de bien d'autres qu'il serait trop long d'énumérer, que l'acier est un métal beaucoup plus résistant que le fer, mais beaucoup plus inégal ; que la limite d'élasticité peut varier de 30 kilos pour les aciers très-doux, jusqu'à 40, 50 et même 60 kilos pour les aciers très-vifs ; que l'allongement proportionnel est également très-variable et subit d'une façon remarquable l'influence de la trempe ; enfin, que la valeur de la résistance élastique est en général beaucoup plus voisine de la résistance de rupture pour l'acier que pour le fer, et que par conséquent, contrairement à ce qui se passe pour ce dernier métal, en approchant de la première limite, on côtoie également la seconde, ce qui, dans certains cas, peut offrir un assez grand danger : c'est du reste une question sur laquelle nous aurons un peu plus loin à revenir.

3. — Fonte.

(973) Les expériences les plus précises sur l'allongement de la *fonte* ont été faites par Hodgkinson sur des barres de plus de 15 mètres de longueur, chargées successivement de poids allant en croissant de 500 en 500 kilogrammes. En voici le tableau :

DÉSIGNATION DE L'ESPÈCE DE FONTE EXPÉRIMENTÉE	NOMBRE DE BARRES EXPÉRIMENTÉES	SECTION MOYENNE des barres en centimètres carrés	CHARGES PAR CENTIMÈTRE CARRÉ de section avec les allongements correspondants observés			CHARGE moyenne de rupture	MOYENNE DES ALLONGEMENTS CORRESPONDANTS A LA RUPTURE
			Charge	Allongement instantané	Allongement permanent		
Low Moor n° 2.	2	6.824	149	0.241	0.008	1153	2 c. 756 ou 1/533e de la longueur.
			446	0.791	0.063		
			743	1.458	0.163		
			1040	2.323	0.324		
Blaenavon n° 2.	2	6.891	147	0.239	0.007	1031	2.368 ou 1/643e.
			442	0.778	0.042		
			736	1.465	0.146		
			957	2.125	0.291		
Gartsherrie n° 3.	2	6.849	148	0.254	0.002	1191	2.964 ou 1/514e.
			444	0.791	0.037		
			741	1.489	0.120		
			1037	2.400	0.287		
			1111	2.667	0.341		
Leeswood n° 3 et Glengarnock n° 3 mélangés par parties égales. .	3	6.856	141	0.231	0.009	1040	2.056 ou 1/741e.
			444	0.753	0.046		
			740	1.358	0.109		
			888	1.762	0.163		

On voit sur ce tableau que, comme pour le fer, les allongements permanents commencent dès les plus faibles charges; mais, comme pour lui encore, ces résultats sont discutables et ont été par le fait très-discutés. On peut y voir aussi que les allongements ne sont pas exactement proportionnels aux poids ; mais nous aurions à revenir ici sur les mêmes considérations que nous avons fait valoir pour le fer, et nous n'avons pas besoin d'y insister davantage.

(974) Les expériences de rupture sont plus nombreuses : en outre des précédentes, qui donnent, comme on le voit, une résistance de 11 kilos par millimètre carré, avec un allongement moyen de $\frac{1}{600}$, nous citerons encore celles qui ont été faites par M. Houlbrat sur des fontes de deuxième fusion provenant de Bességes.

NUMÉROS D'ORDRE	DIMENSIONS DANS LA SECTION DE RUPTURE	POIDS DE RUPTURE		OBSERVATIONS
		TOTAL	PAR CENTIMÈTRE CARRÉ DE SECTION	
	centimètres.	kilog.	kilog.	
1	2.01 × 2.01	5980	1480	
2	2.01 × 2.01	8100	2005	
3	2.04 × 2.06	8000	1904	
4	2.01 × 2.02	8220	2024	Moyenne 1800[k]. — Tous ces barreaux ont présenté un grain homogène, serré, de couleur grisâtre et sans particules brillantes.
5	2.64 × 2.77	11420	1561	
6	2.01 × 2.04	6470	1578	
7	2.01 × 2.02	6000	1478	
8	2.02 × 2.03	5960	1453	
9	2.03 × 2.03	6790	1648	
10	2.03 × 1.05	6390	1535	
11	2.03 × 2.03	8750	2123	
12	2.01 × 2.02	8910	2194	
13	2.05 × 2.03	9299	2234	
14	2.01 × 2.02	8100	1995	

On voit que la résistance de ces fontes est plus grande que celle du tableau précédent ; c'est qu'en effet la fonte de deuxième fusion est toujours plus pure, plus fine et plus homogène que la fonte brute : mais en outre il est bon de remarquer que les résultats du tableau ci-dessus d'Hodgkinson sont très-faibles et que la fonte brute même dépasse souvent la moyenne trouvée de 11 kilos par millimètre carré.

(**975**) Mais ce qui caractérise la fonte d'une manière toute spéciale, c'est sa résistance aux efforts de *compression*, beaucoup plus grande qu'à ceux d'*extension*. Voici le tableau d'une série d'expériences d'Hodgkinson qui fait parfaitement ressortir ce résultat remarquable :

DIMENSIONS DE LA BASE DES ÉCHANTILLONS		MOYENNE des poids totaux produisant l'écrasement	MOYENNE des poids par centimètre carré qui produisent l'écrasement	MOYENNE GÉNÉRALE PAR CENTIMÈTRE CARRÉ
mètres.	cent. carrés.			
1° FONTE FABRIQUÉE A AIR CHAUD				
CYLINDRES DROITS :				
Diamètres.	Surfaces.	Tonnes.	Tonnes.	
0.0064	0.3167	2.910978	9.1898	Pour les cylindres : $8^{t},545$
0.0096	0.7121	6.588	9.2528	
0.0127	1.26613	10.016	7.8346	
0.016256	2.074967	16.257264	7.8315	
PRISMES DROITS :				
Côtés.	Surfaces.			
0.0127 0.0254	1.6125	11.372	7.0492	Pour les prismes : $7^{t},0719$
0.0065	1.6192	11.903	7.0945	
		Moyenne générale.		$8^{t},421$
2° FONTES FABRIQUÉES A AIR FROID				
CYLINDRES DROITS :				
Diamètres.	Surfaces.			
0.0064	0.3167	2.758	8.7064	Pour les cylindres : $8^{t},2984$
0.0096	0.7121	6.428	9.0191	
0.0127	1.26615	11.00337	8.6843	
0.0114	1.020705	6.962	6.7837	
PRISME TRIANGULAIRE. *Base : triangle équilatéral.*				
Côté : $0^{m},02199$. — Surface : $2^{cq},094$.		14.676	7.007	Pour les prismes : $7^{t},1578$
PRISME RECTANGULAIRE *Base carrée.*				
Côté : $0^{m},0127$. — Surface : $1^{cq},61250$.		11.1157	6.8902	Moyenne générale : $7^{t},8096$
PRISME A BASE RECTANGLE				
$2^{c},54$ et $0^{c},65$. — Surface : $1^{cq},632$.		11.885	7.57961	

On peut remarquer sur ce tableau que la résistance à l'écrasement de la fonte à air chaud et à air froid paraît être à peu près la même, principalement si l'on fait abstraction des expériences sur les prismes, dans lesquels il se produit toujours prématurément un écrasement des angles qui diminue la surface résistante ; mais le

fait le plus important est, comme nous venons de le dire, que le poids nécessaire pour rompre une pièce par compression varie entre *quatre* et *neuf* fois environ, c'est-à-dire, est égal en moyenne à *sept* fois le poids qui briserait la même pièce par extension.

Aussi, dans la pratique, c'est en général au premier usage qu'elle est plus spécialement consacrée, bien que d'autres considérations puissent quelquefois invoquer son emploi pour le second : on devra donc, suivant les cas, considérer sa résistance élastique comme égale à 6 ou à 20 kilos, et par suite sa charge pratique à 3 ou à 10 kilos par millimètre carré.

§ 4. — Comparaison entre le fer, la fonte et l'acier.

(**976**) Si nous jetons maintenant un coup d'œil en arrière pour comparer et résumer ce que nous venons de voir sur les trois substances principales, fer, acier et fonte, qui composent presque uniquement les machines, notamment les machines à vapeur, nous pourrons aisément en déduire leurs usages et leurs modes d'emploi en les tirant de l'examen de leurs qualités physiques ou de leurs propriétés résistantes.

La *fonte* a sur les deux autres l'avantage d'être relativement beaucoup moins chère : elle sera donc employée toutes les fois que cela sera possible, surtout lorsqu'elle devra résister à des efforts de compression : cependant, la propriété précieuse qu'elle a de pouvoir *se couler* étend beaucoup son emploi et la rend tout particulièrement apte à une foule d'usages industriels, à cause des formes plus ou moins compliquées qu'on peut lui donner par le moulage et qui ne pourraient être obtenues qu'avec la plus grande difficulté par le travail de forge.

Malheureusement la fonte est un métal essentiellement *inégal*, soit comme structure intime, soit comme résistance, et cette inégalité se manifeste non-seulement dans des lots de provenances diverses, mais encore dans les fournitures d'une même usine : ainsi les valeurs que l'on trouvera pour sa résistance de rupture pourront varier de 8 à 25 kilogrammes par millimètre carré, et l'on en conclura qu'il est difficile de fonder raisonnablement des calculs

sur une résistance moyenne, à moins de baisser cette moyenne d'une façon presque exagérée (résultat auquel on se résout assez généralement dans la pratique), ou bien encore de mesurer sa valeur par des expériences préalables.

Indépendamment de cette *variabilité* provenant de la constitution même du métal, le mode de coulage et la forme de l'objet coulé auront encore une grande influence sur la ténacité, et leurs effets viendront s'ajouter aux précédents pour les augmenter ou les diminuer; nous citerons comme exemple l'influence du *moulage sous pression* et de la *forme* même de l'objet fabriqué.

Le *moulage sous pression* donnera plus de corps au métal, augmentera sa densité, son homogénéité, et par suite sa résistance.

La *forme* influera sur l'égalité et la régularité du refroidissement, car certaines parties se solidifiant pendant que les autres sont encore à l'état liquide, il peut s'opérer dans la masse des efforts intérieurs qui nuisent beaucoup à la résistance du métal; c'est ainsi que pour les grosses pièces dans lesquelles la surface commence à se refroidir et à se solidifier la première, tandis que le noyau est encore liquide, ce noyau, venant à son tour à se refroidir, doit, ou bien occuper tout le volume limité par la croûte en diminuant de densité, ou bien, gardant la même densité, laisser des vides à l'intérieur : dans les deux cas, il y a diminution de résistance.

Les *tiraillements* occasionnés par ces actions intérieures rendent souvent la fonte cassante, et l'on a vu quelquefois leurs effets se produire d'une façon manifeste en ce que des pièces qui jusque-là avaient résisté à des efforts considérables se sont brisées spontanément et sans cause apparente, mais plus généralement sous l'action de la pluie ou d'un froid intense. Ce phénomène ne peut être dû qu'au retrait inégal produit par un refroidissement brusque et mal réglé; et de fait, il a été constaté que des pièces de fonte fraîchement brisées ne pouvaient quelquefois pas être exactement rapprochées, et qu'il existait un écart très-appréciable entre plusieurs points des surfaces cassées : un refroidissement lent et régulier et une forme convenable avec évidements et nervures augmentant la surface rayonnante peuvent seuls éviter cet inconvénient.

En résumé, le choix de la fonte sera indiqué, à cause de son bon

marché, dans tous les cas où son emploi sera possible, notamment pour toutes les pièces qui doivent résister à des efforts de compression et ne point être soumises à des actions brusques à l'égard desquelles les propriétés cassantes de ce métal seraient un véritable inconvénient; mais, en pratique, son emploi sera plus généralisé, et il sera souvent dérogé à la règle précédente, soit à cause de la forme compliquée de la pièce qui ne permettrait pas de l'obtenir à la forge, soit à cause de sa masse, qui non-seulement amènerait une difficulté d'exécution trop grande, mais encore augmenterait les prix dans une proportion considérable.

Dans ces cas-là, il faudra encore recourir à la fonte, et on la fera, s'il le faut, travailler à l'extension ou on la soumettra à des chocs brusques et violents ; c'est ainsi qu'on l'emploiera, d'une part à la fabrication des tuyaux, cylindres de machines, etc., de l'autre à celle des montants de marteaux-pilons, des trains de laminoirs, etc., comme autrefois on l'employait sur une grande échelle, avant que les grosses pièces fussent aussi facilement obtenues à la forge, à celle des bielles, arbres de couche, etc.; le tout sans tenir compte de la question d'économie, qui intervient toujours et suffit quelquefois à elle seule pour faire préférer cette substance.

(977) Les propriétés que nous venons d'énumérer font de la fonte un métal à part, et si l'on peut dire avec quelque raison qu'il n'y a pas une très-grande différence entre une fonte blanche très-fine et un acier très-vif, il n'en est pas moins vrai que l'usage des deux étant assez restreint parce qu'ils sont trop raides et trop cassants, on considère généralement le passage entre la fonte et l'acier comme beaucoup plus marqué qu'entre l'acier et le fer.

Pour ces deux derniers au contraire, une série de produits usuels variant du fer doux à l'acier très-vif, unit les points extrêmes de l'échelle, prenant les noms de *fer fort*, *acier doux*, *acier vif*, suivant la quantité plus ou moins grande de carbone contenu : aussi la transition est absolument insensible et c'est vainement que l'on a essayé d'établir entre l'un et l'autre des différences caractéristiques : l'acier franc peut se fondre et se tremper; le fer ne possède ni l'une ni l'autre de ces propriétés; mais à la limite du fer fort et de l'acier

doux, on pourra très-bien obtenir des produits qui fondront ou prendront la trempe *imparfaitement* et serviront à établir une liaison entre les deux termes extrêmes de la série.

D'après cela, quand on compare les différences de résistance entre le fer et l'acier, l'idée d'une loi qui lie la résistance à la teneur en carbone s'impose naturellement à l'esprit ; peu d'expériences ont cependant été faites pour la rechercher et nous en avons plus haut expliqué les motifs en exposant les difficultés de cette tâche : toutefois, dans un travail récent, M. Joessel, ingénieur de la marine, essayant de faire dans cet ordre d'idées une classification des fers et aciers, a énoncé ce résultat que *si la teneur en carbone influe sur la charge de rupture, c'est principalement le degré d'épuration qui influe sur les allongements.*

Voici le tableau résumé des expériences de cet ingénieur, faites sur deux séries d'échantillons dont le degré d'épuration était pour la première celui des meilleurs fers du commerce et pour la seconde celui que l'on peut atteindre en poussant l'affinage aussi loin que le permettent les opérations métallurgiques les plus soignées.

DÉSIGNATION DES MÉTAUX		RÉSISTANCES DE RUPTURE EN KILOGRAMMES PAR MILLIMÈTRE CARRÉ		ALLONGEMENTS DE RUPTURE EN CENTIÈMES	
		à l'état pur	au degré d'épuration du fer supérieur	à l'état pur	au degré d'épuration du fer supérieur
Fer doux. .	1.	34.20	35.50	32	22.00
Fers moyens.	2.	36.20	36.00	31	21.40
	3.	38.20	38.00	30	20 80
	4.	40.20	40.00	29	20 40
Fers forts. .	5.	42.50	42.20	28	19.70
	6.	44.90	44.50	27	19.10
Aciers très-doux. . . .	7.	46.90	46.00	26	18.80
	8.	49.50	48.00	25	18.10
	9.	52.10	50.00	24	17.70
Aciers doux.	10.	52.50	53.00	23	17.00
	11.	58.50	56.20	22	16.30
	12.	62.00	59.00	21	15.60
Aciers vifs. .	13.	65.00	63.00	20	14.80
	14.	68.50	66.50	19	14.00
	15.	72.00	70.00	18	13.20
	16.	75.50	74.00	17	12.40
Aciers très-vifs. . . .	17.	79.00	77.00	16	11.70
	18.	82.60	80.50	15	10.80

On peut constater sur ce tableau, comme nous l'avons dit plus haut, que les charges de rupture qui croissent dans une très-forte proportion avec la teneur en carbone, sont relativement très-peu influencées par le degré d'épuration, tandis que les allongements y sont beaucoup plus sensibles : c'est là un fait très-important et qu'il serait fort désirable de voir confirmer par des expériences contradictoires.

Ce même tableau fait ressortir d'une manière frappante la liaison entre le fer et l'acier et montre la progression insensible qui les unit : malgré cela, l'usage courant les distingue en général, et l'on a l'habitude d'exposer séparément les propriétés de ces deux substances ainsi que nous l'avons fait nous-même, parce que l'on prend pour chacune d'elles les termes moyens de la série, qui diffèrent entre eux complétement ; mais il est parfaitement entendu que, lorsqu'on s'en écarte, leurs qualités se modifient de façon à les rapprocher de la série voisine et à les faire participer plus ou moins des propriétés des extrêmes suivant la distance qui les en sépare.

(278) Le choix qu'il faudra faire entre le fer et l'acier pourra dépendre de considérations de plusieurs ordres, et de même que l'on a vu la fonte désignée d'une façon tout à fait nette pour des usages déterminés, de même il peut y avoir tel ou tel cas dans lequel l'emploi de l'acier ou celui du fer sera particulièrement indiqué : mais en général cette indication est loin d'être aussi précise que pour la fonte, parce que la différence des propriétés est moins absolue et que par conséquent les considérations qui entrent en jeu sont beaucoup moins nettes.

Ces considérations seront notamment celles du prix, de l'homogénéité, de la mise en œuvre, et enfin de la résistance.

Au point de vue spécial du *prix*, le fer sera plus économique que l'acier : il l'était surtout bien davantage autrefois ; mais depuis l'invention et l'application en grand du procédé Bessemer, cette différence a beaucoup diminué, et l'on peut dire qu'au point de vue de la fabrication des pièces de machines, qui nous occupe spécialement ici et pour lesquelles on se sert spécialement d'acier Bessemer,

cette différence est assez faible pour que toutes les autres considérations l'emportent généralement sur celle-là.

Il n'en est pas de même pour l'*homogénéité*, qui, toujours d'une utilité incontestable, se trouve parfois requise d'une façon absolument rigoureuse; dans ce cas, l'acier fondu a une supériorité évidente; nous signalerons en particulier les grosses pièces, que l'on peut obtenir par la coulée sous une forme s'approchant autant qu'on le voudra de la forme définitive, tandis qu'on avait été obligé jusqu'ici de les faire en fonte, faute de pouvoir obtenir à la forge des dimensions aussi considérables, soit par suite de la difficulté des manipulations, soit par suite de l'impossibilité du réchauffage et du martelage à cœur, qui seul pouvait assurer l'homogénéité.

Bien que, depuis quelques années, on ait fini par arriver, au moyen de marteaux-pilons très-puissants et d'installations mécaniques spéciales, à fabriquer assez bien, même en fer, de très-grosses pièces, les facilités données par l'état liquide de la matière, et l'homogénéité assurée principalement par la coulée sous pression, constituent toujours une raison suffisante pour faire préférer l'acier dans la plupart des circonstances ci-dessus énumérées.

Au point de vue de la *mise en œuvre*, l'acier a la propriété de se forger avec une facilité d'autant plus grande qu'il est plus doux, car le ramollissement considérable qu'il peut éprouver à la forge permet aisément, comme on sait, de le plier, de le redresser ou de l'emboutir, ce commencement de fusion assurant une égalité de température suffisante et une union parfaite des molécules : mais si l'*opération mécanique* est ainsi facilitée, en revanche la *constitution intime* du métal peut être facilement altérée par les chaudes successives, particulièrement les chaudes suantes qu'on lui fait subir, et sa nature peut changer entre les mains de l'ouvrier sans qu'aucun symptôme prévienne de cette transformation.

L'inconvénient dont nous parlons se fait sentir d'autant plus que l'acier est plus vif; mais il s'étend à tous les fers carburés, dont la *sensibilité* est en rapport avec la carburation.

Si donc, pour arriver à la fabrication d'une pièce, on est obligé de faire subir au métal plusieurs réchauffages successifs, il sera quel-

quefois plus prudent de choisir le fer, ou tout au moins, si l'on prend l'acier, de surveiller avec la plus grande attention le travail de forge, de façon que le degré de carburation qu'on désire soit précisément obtenu; enfin, on aura soin de ne pas laisser la pièce se tremper par un refroidissement trop brusque à l'air, en particulier lorsqu'il s'agira des tôles, plus sensibles que les grosses pièces à ce genre d'altération.

Mais un autre point qu'il est essentiel de noter, parce que, dans certaines circonstances, il peut avoir une utilité réelle, est l'*impossibilité* du soudage pour les aciers vifs, et sa *très-grande difficulté* pour les aciers doux : or, il peut arriver tel ou tel cas où la réparation d'une pièce en fer cassée, une bielle par exemple, pourra se faire facilement à la forge dans un atelier convenablement monté, tandis que celle de la même pièce en acier sera absolument impossible : il peut résulter en ce cas de l'emploi du fer, pour une pièce un peu exposée, une économie très-notable.

(979) Il reste enfin à envisager les qualités résistantes, ou pour mieux dire, les *propriétés mécaniques* qui sont habituellement la raison déterminante du choix que l'on doit faire entre le fer et l'acier.

Pour bien comprendre la question et l'envisager sous toutes ses faces, il faut se rappeler que les propriétés mécaniques d'un corps dépendent non-seulement de sa résistance à la rupture, mais encore de la manière dont il se comporte sous la charge avant de se rompre, et en particulier de son *allongement*, d'où résulte la valeur de sa *résistance vive élastique* et de sa *résistance vive de rupture*, quantités fort importantes à considérer lorsque la pièce doit avoir par la suite à subir des chocs brusques ou des à-coups qui peuvent compromettre sa solidité.

Au point de vue de la résistance seule, à l'état de repos, ou en d'autres termes de la *résistance statique*, l'acier est, comme on l'a vu, beaucoup plus résistant que le fer, puisqu'il se rompt sous une charge qui varie en général de 45 ou 50 à 80 et 100 kilogrammes par millimètre carré, tandis que le fer ne va guère qu'à 35 kilogrammes et jamais au delà de 45. L'emploi de l'acier

dans ces conditions amènera donc soit un surcroît de résistance considérable à égalité de section, soit, à égalité de résistance, une diminution très-forte de section et par suite une grande économie de matière : il devra donc être préféré.

Considérons maintenant le coefficient de *résistance vive élastique* qui est mesuré comme on l'a vu n° 875 par la valeur de l'expression $\frac{1}{2} Ei^2$.

Prenons, comme on le fait d'ordinaire, pour le fer :

$$E = 18{,}000{,}000{,}000 \qquad i = \frac{1}{1500} = 0{,}00066\,;$$

puis pour l'acier non trempé, ainsi qu'il résulte des expériences de la commission des tôles déjà citées :

$$E' = 20{,}000{,}000{,}000 \qquad i' = 0{,}0013$$

enfin pour l'acier trempé et recuit :

$$E'' = 20.000.000{,}000 \qquad i'' = 0{,}0030,$$

il vient alors :

$$\frac{1}{2} Ei^2 = 3{,}920$$

$$\frac{1}{2} E'i'^2 = 16{,}900$$

$$\frac{1}{2} E''i''^2 = 90{,}000\,;$$

d'où il résulte que la résistance vive élastique de l'acier, et en particulier de l'acier trempé, est énormément plus grande que celle du fer.

On devra conclure de l'examen de ces chiffres que toutes les fois qu'une pièce pourra être exposée à des vibrations, ou à des actions mécaniques quelconques qui dépassent la charge pratique, mais *sans atteindre la limite d'élasticité*, le travail susceptible d'être *emmagasiné* par l'acier pour résister à cette action sera beaucoup plus considérable que le travail que pourra emmagasiner le fer ; on en déduira que pour toutes les pièces de machines qui sont hors d'usage

à partir du moment où elles ont été déformées, telles que bielles, tiges de piston, etc., et qui par conséquent doivent recevoir, tant en fer qu'en acier, un équarrissage suffisant pour ne pas subir cette déformation, l'acier sera préférable au fer : ceci suppose que, soit à cause du coefficient de sécurité que l'on se donne, soit par la nature même des efforts qui seront supportés, on n'a pas à se préoccuper de la rupture.

(280) Dans le cas contraire, c'est la *résistance vive de rupture* qui sera mise en jeu, et c'est sa valeur qu'il faudra envisager; mais on sait qu'au delà de la limite d'élasticité la loi de proportionnalité des allongements aux efforts n'existant plus, même approximativement, la valeur du travail à effectuer pour arriver à la rupture est donnée par l'expression :

$$AL\int_0^{r}\varphi(i)di,$$

dans laquelle on désigne par φ (i) la fonction qui donne la loi de corrélation entre ces deux grandeurs.

Or cette loi n'est point connue, et il est par conséquent impossible de trouver mathématiquement la valeur de cette expression ; mais il est très-facile de la déduire des expériences pratiques que l'on a faites en grand nombre, et dans lesquelles on a eu le soin d'observer par petits intervalles, jusqu'à la rupture, la série des allongements qui correspondent à une charge déterminée.

En effet, si l'on prend deux axes de coordonnées rectangulaires et que l'on marque sur le plan les points correspondant à chaque état du barreau éprouvé, en prenant les charges pour ordonnées et les allongements pour abscisses, l'aire de la courbe ainsi obtenue donnera la mesure du travail de rupture.

Cette opération et cette mesure ont été faites bien des fois : il en résulte que, tandis que dans l'acier la limite d'élasticité est proportionnellement plus voisine de la limite de rupture que dans le fer, et qu'il casse *raide* lorsqu'il vient de dépasser cette limite, le fer, au contraire, mou et ductile, s'allonge énormément dans la période comprise entre la limite d'élasticité et la charge de rup-

ture, de sorte que, bien inférieur à l'acier pour la résistance statique et la résistance vive d'élasticité, il reprend son avantage pour la résistance vive de rupture.

Ceci est particulièrement vrai pour les aciers vifs et trempés dans lesquels l'allongement de rupture est beaucoup plus faible que dans les aciers doux et non trempés, ainsi qu'on a pu s'en apercevoir plus haut au n° 971.

Le fer sera donc préférable toutes les fois que la résistance vive de rupture pourra être mise en jeu, c'est-à-dire que la pièce pourra être exposée, soit normalement, soit par un accident d'une éventualité très-possible, à des chocs capables de la rompre; mais il ne faut point perdre de vue que dans beaucoup de circonstances il est presque aussi important de ne pas laisser une pièce dépasser la limite d'élasticité, que de ne pas la laisser se rompre, parce qu'un allongement notable la mettrait complétement hors de service.

Nous citerons dans cet ordre d'idées une expérience curieuse et intéressante de M. Brull.

Chargeant un fil de caoutchouc de poids allant successivement en croissant, cet ingénieur a mesuré, par le procédé graphique indiqué plus haut, le travail emmagasiné par le fil avant de se rompre, et il a trouvé que la résistance vive de rupture de cette substance est de 40 p. 100 supérieure à celle du fer : personne cependant, ajoute-t-il, ne songe à faire des pièces de machines en caoutchouc.

C'est que, en outre de la résistance, on doit se préoccuper aussi de la déformation ; et lorsque l'invariabilité des distances sera absolument requise, même pour des pièces exposées à la rupture, comme pour les bielles, les tiges de piston, etc., il vaudra mieux, et c'est ce que l'on fait d'habitude, augmenter les équarrissages et revenir à l'acier.

Parfois aussi on alliera les propriétés du fer et de l'acier de façon à les utiliser tous deux de la façon la meilleure et la plus rationnelle; on comprendra très-bien ce que nous voulons dire par un exemple tiré d'un sujet un peu étranger à notre cadre, mais qui fera saisir parfaitement notre pensée.

Les canons du système *Withworth* dont la chemise en acier est d'égale épaisseur sur toute son étendue, sont munis de frettes en fer dans la région de la chambre : le but de cette disposition est d'assurer à cette chambre, au moment de l'inflammation de la poudre, une solidité parfaite, parce que la résistance vive de l'acier est ainsi protégée dans cet instant par la résistance vive de rupture du fer; tandis que vers l'extrémité du canon, au moment où la rupture n'est plus à craindre, la résistance vive élastique de l'acier, toujours très-considérable, suffit amplement.

Les mêmes considérations qui font préférer le fer à l'acier, ou réciproquement, détermineront également le choix entre les différentes espèces d'acier, depuis le *doux* jusqu'au *vif*, les premiers ductiles, mais moins résistants, les seconds durs, raides, solides, acquérant par la trempe une ténacité extraordinaire, mais sensibles au travail de forge et se trempant à l'air sans qu'on s'en doute (ce qui détruit leur homogénéité), enfin, de plus, extrêmement cassants.

Les aciers vifs ne serviront guère qu'à la fabrication des outils et de certains ressorts où la dureté et l'élasticité sont requises au premier chef; mais en dehors de là, leur emploi ne sera pas suffisamment sûr, et ils seront notamment rejetés des constructions qui exigent une grande sécurité, par exemple des mécanismes de machines, pour lesquels on se tient en général à la limite des aciers doux et des aciers vifs, parce que d'une part on recherche une résistance vive élastique assez grande, sans que de l'autre on veuille côtoyer de trop près la résistance vive de rupture : c'est ainsi que les tiges de piston, les bielles, les manivelles, les tourillons d'articulation et même les arbres de transmission se font de préférence en acier doux, les tôles de chaudières en acier très-doux : nous aurons pour ces dernières à revenir plus loin sur la question.

Quelques ingénieurs vont plus loin, et, soit en considération de la difficulté déjà signalée d'obtenir exactement et sûrement, sur une fourniture un peu forte, la qualité requise pour tel ou tel emploi, soit en présence de l'intérêt capital qu'il y a parfois à ne pas appliquer à certaines destinations un métal cassant qui pourrait se rompre (et d'ailleurs une fois rompu ne pas permettre le soudage

des deux parties séparées, qui entraîne la mise au rebut de la pièce), ils proscrivent absolument l'acier partout où la sécurité est rigoureusement requise et notamment pour beaucoup d'emplois relatifs à l'industrie des chemins de fer : peut-être n'ont-ils pas tout à fait tort, au moins tant que les procédés métallurgiques ne fourniront pas plus sûrement les qualités exigées.

Mais en dehors de ces cas particuliers où la question de sécurité entre en jeu d'une façon tout à fait spéciale, et, dirons-nous, exclusive de toute autre considération, on peut dire que l'acier est une substance merveilleuse, d'une supériorité incontestable et dont l'emploi peut s'étendre aux objets les plus divers, depuis les petites pièces qui requièrent au plus haut degré la dureté et la finesse, jusqu'à celles dont les dimensions considérables exigent une grande résistance et par suite une grande homogénéité.

(**981**) Les résultats tirés des expériences ou des calculs qui précèdent ne sont pas admis unanimement par tous les ingénieurs; certains pensent que la notion de la *résistance statique* et des *résistances vives* ne suffit pas pour donner la valeur exacte du travail qu'une pièce peut supporter avant de se rompre, et qu'il faut principalement recourir à des essais directs faits par exemple à l'aide du *mouton*, pour s'assurer de la résistance vive.

Ils ont peut-être raison, en ce sens que la mesure directe est toujours plus sûre qu'une évaluation tirée d'expériences indirectes et de calculs basés sur une théorie qui n'est pas mathématiquement exacte ; toutefois il est certain que la mesure des divers coefficients sur lesquels s'appuie la science de la résistance des matériaux peut servir, à défaut d'expériences directes, toujours plus difficiles et plus coûteuses, pour donner commodément une idée très-suffisamment approchée des propriétés de la substance qu'on examine.

C'est en restant dans le même ordre d'idées qu'on a critiqué la mesure de ces coefficients sur des barres de faible longueur, 20 ou 30 centimètres au plus, échantillonnées sur les fournitures à recevoir, et qu'on a préconisé les essais faits sur des barres de grande longueur, ou bien encore sur les pièces même qui doivent être mises en service : il est évident, en effet, que cela vaudrait mieux; mais,

en somme, il n'y a là qu'une différence du plus au moins, et la commodité des expériences faites sur de petits échantillons, ainsi que la facilité qui en résultera pour les opérations, feront qu'on s'adressera le plus souvent de préférence à cette manière d'opérer, moins parfaite à la vérité et moins sûre, mais plus commode et en somme pratiquement suffisante.

(**982**) Les considérations qui précèdent serviront d'abord, comme on l'a vu, suivant les dimensions des pièces, leur importance et le mode d'action auquel elles doivent être soumises, à choisir celle des trois matières, fer, acier ou fonte, qui doit servir à leur fabrication.

Le choix une fois fait, et nous supposons ici qu'il s'agit d'une pièce importante ou d'un lot de pièces assez considérable, il faudra faire la commande, et pour cela, imposer aux constructeurs un cahier des charges dans lequel seront rigoureusement indiquées les conditions de réception des métaux fournis.

Cette manière de procéder, qui dans la pratique n'est pas très-suivie pour la fonte, parce qu'on commande généralement les objets moulés et qu'on ne peut plus faire sur eux les expériences nécessaires, l'est au contraire presque toujours pour le fer et l'acier.

Indépendamment des conditions de dimensions, les épreuves proprement dites seront de plusieurs natures.

Elles consisteront d'abord dans les épreuves à froid et à chaud, analogues à celles qui ont été décrites dans le chapitre précédent, mais dont le cahier des charges devra donner le détail de façon que leur exécution ne donne prise à aucune incertitude; ce sera, par exemple, une calotte sphérique d'un certain diamètre, qu'il faudra exécuter avec une tôle, en déterminant à l'avance la flèche de cette calotte suivant la qualité requise; pour les cornières, ce sera un manchon tel qu'une des lames de la cornière restant dans son plan, l'autre forme un cylindre dont le diamètre intérieur soit égal à un certain nombre de fois la largeur de la lame restée plane : et de même pour les fers à T et à double T ; pour les fers à boulons, ce sera la fabrication même d'un boulon qui devra se faire dans de bonnes conditions : toutes ces opérations ont pour but de mettre en

lumière les qualités de forge de la matière éprouvée et de montrer qu'elle peut les subir sans criques, gerçures ni fentes.

Pour les aciers, on ajoutera à ces essais ceux de la trempe qui consisteront à fixer la chute de température par la désignation des points extrêmes, rouge sombre et eau à 12° par exemple, puis à faire prendre à ces barreaux sous l'action d'une presse une courbure permanente dont la flèche sera donnée.

Enfin, on fixera à l'avance non-seulement la résistance à la rupture, mais encore le degré d'allongement que le métal devra prendre avant de se rompre, et dont la grande influence sur les propriétés mécaniques vient d'être étudiée : il ne sera pas inutile de fixer le temps que chaque épreuve sur l'allongement devra durer, le nombre des expériences que l'on fera et l'écart maximum que l'on tolérera sur le résultat moyen.

Enfin, pour certaines fournitures, on ajoutera à ces conditions des expériences de *choc* qui consisteront à soumettre les barres (ce sont plus généralement des rails ou des essieux) au choc d'un mouton dont le poids et la hauteur de chute sont donnés : l'influence de ces deux éléments n'a pas encore été très-bien étudiée, mais il est certain qu'elle a une très-réelle importance : si, d'une part, un mouton trop faible ne produit aucun effet, même après un nombre de coups considérable, de l'autre, un mouton trop fort plie la barre dès les premiers coups, et toutes les expériences de redressement et de reploiement auxquelles on se livre ensuite, ainsi que le calcul du travail employé pour la rupture, n'ont plus le même intérêt, parce que la barre qui en est l'objet n'est pas du tout, après le premier coup qui l'a ployée, identique à celles qui doivent être appelées plus tard à subir réellement les efforts pratiques, et qu'on ne peut plus par conséquent conclure avec certitude du travail effectué sur celle-là le travail dont les autres seront capables.

§ 5. — Métaux divers.

(983) Il s'en faut de beaucoup que les autres métaux employés dans la construction des machines y possèdent la même importance,

principalement au point de vue de la résistance; leur choix y est généralement déterminé, non par cette considération, mais bien plutôt par celles de leurs propriétés de douceur ou de dureté, de finesse, de facilité de travail, de malléabilité, etc. : ce que nous avons dit de leurs qualités dans le chapitre précédent pourrait donc à la rigueur suffire au but que nous nous proposons; il ne sera cependant pas complétement inutile de parler de leur résistance, qui peut quelquefois être mise en jeu, principalement dans les chaudières de cuivre rouge, les boulons en bronze, etc.

Le tableau suivant donne la valeur des coefficients à connaître pour les métaux les plus usuels.

DÉSIGNATION DES MÉTAUX	RÉSISTANCES À LA RUPTURE EN KILOGRAMMES PAR MILLIMÈTRE CARRÉ	CHARGE PRATIQUE EN KILOGRAMMES PAR MILLIMÈTRE CARRÉ	VALEUR DU COEFFICIENT D'ÉLASTICITÉ PAR MILLIMÈTRE CARRÉ
Cuivre rouge laminé. .	21.00	3.50	»
Cuivre rouge battu . .	25.00	4.17	»
Cuivre rouge fondu. .	13.40	2.33	»
Cuivre rouge en fils. . .	50.00	6.67	12.000
Laiton fin	12.60	2.10	6.450
Laiton en fils.	50.00	8.33	10.000
Bronze de canon, environ.	20.00	3.83	3.200
Étain fondu.	3.00	0.50	5.200
Zinc fondu.	3.00	0.50	»
Zinc laminé	5.00	0.80	9.600
Plomb fondu	1.28	0.20	500
Plomb laminé.	1.35	0.20	800
Aluminium fondu. . . .	10.96	4.00	6.757
Aluminium battu à froid .	20.28	8.00	»
Bronze d'aluminium. .	64.58	20.00	12.478

Nous ajouterons à ce tableau quelques observations, principalement sur le cuivre et le bronze, qui sont les plus employés.

Pour le *cuivre*, il est important de faire observer que la température a une très-grande influence sur sa résistance; si l'on représente par l'unité la ténacité de ce métal à 0°, on aura pour la ténacité

À 100°. 0,95
À 200°. 0,85
À 500°. 0,55

Cette remarque est essentielle, principalement pour les chaudières en cuivre rouge employées dans certaines industries, où le métal doit être soumis à une assez haute température.

Pour le *bronze*, la remarque précédente n'a pas le même intérêt; mais il n'est pas inutile de faire observer que le chiffre cité plus haut est la moyenne de nombreux résultats donnés par cet alliage suivant sa composition et les diverses circonstances qui ont accompagné sa préparation.

Indépendamment de la proportion des métaux constitutifs, dont l'influence est prépondérante, les circonstances qui paraissent avoir le plus d'action sur sa ténacité sont : 1° la température à laquelle l'alliage a été coulé ; 2° la rapidité du refroidissement, ou, sous une autre forme, la conductibilité du moule ; 3° la charge sous laquelle on laisse la solidification s'opérer; 4° les préparations mécaniques qu'on fait subir à l'alliage après sa fabrication.

Pour obtenir le maximum de résistance avec un alliage de composition donnée, il faudra couler à la plus basse température possible sous une masselotte élevée; et si l'on tient, de plus, à avoir un allongement proportionnel maximum, on aura soin de laisser refroidir le plus lentement possible.

Si l'on cherche, au contraire, la composition qui répond à telle ou telle propriété de raideur ou de ténacité, et par conséquent à tel ou tel usage, on observera que le bronze le plus raide, supposé coulé en sable, sera celui qui renferme 10 pour 100 d'étain ; tandis que le plus ductile n'en renferme que 5 pour 100, et le plus résistant aux efforts dynamiques 6 à 7 pour 100 ; c'est ce dernier qu'il conviendrait d'employer pour les pièces de machines supportant de grandes fatigues et non sujettes à s'user par frottement.

Les bronzes coulés en coquille, qui renferment 3 à 4 pour 100 d'étain, s'amélioreront par ce procédé de préparation, et deviendront plus ductiles et plus résistants; mais ceux qui en contiennent davantage deviendront plus cassants et plus durs.

L'emploi des bronzes phosphoreux, préconisé depuis quelque temps, ne paraît pas encore devoir s'introduire dans la construction des machines, et nous ne le signalons que pour mémoire. Nous en dirons autant du bronze d'aluminium, que son prix élevé a tenu

jusqu'ici à l'écart, bien qu'il possède des propriétés résistantes remarquables, et que son coefficient d'élasticité, à peu près égal à celui de la fonte grise à grain fin, soit quatre fois plus considérable que celui du bronze ordinaire.

§ 6. — Substances diverses.

(984) Les *bois* donnent des résultats assez variables par suite de leurs propriétés naturelles, qui non-seulement varient avec le climat, le sol, les circonstances dans lesquelles les arbres ont été coupés, etc., mais encore sont sujettes à des altérations profondes de la part des agents atmosphériques. Les chiffres que l'on peut donner ne sont donc guère encore que des moyennes, mais des moyennes qui sont toujours suffisantes, si l'on prend des bois de bonne qualité, à cause du coefficient de sécurité que l'on introduit toujours dans les calculs.

Voici le tableau qui résume les coefficients des principales essences employées dans l'industrie, pour le but spécial qui nous occupe ; les expériences sont supposées faites dans le sens des fibres :

ESSENCES	RÉSISTANCE À LA RUPTURE PAR TRACTION	CHARGE PRATIQUE PAR MILLIMÈTRE CARRÉ	VALEUR DE E
	kilog.	kilog.	
Chêne fort	8.00	0.8	970
Chêne faible	6.00	0.6	900
Tremble	6 à 7	0.6	1075
Sapin	4 à 8	0.6	1100
Pin sylvestre	2.48	0.25	560
Frêne	6 à 12	0.8	1120
Orme	7 à 10	0.8	1160
Hêtre	8	0.8	980
Teak	11	1.1	»
Buis	14.00	1.4	»
Poirier	6.9	0.7	»
Acajou	5.6	0.5	»

La résistance est beaucoup moindre dans le sens perpendiculaire aux fibres ; aussi tâche-t-on de ne jamais faire travailler le bois de cette manière.

Pour la résistance à la compression, on a trouvé, en faisant des expériences sur des cubes ou des cylindres, et chargeant suivant la longueur des fibres, les nombres suivants, représentant la résistance à l'écrasement par centimètre carré :

ESSENCES	BOIS ORDINAIRE	BOIS TRÈS-SEC
	kilog.	kilog.
Chêne.	300 à 450	400 à 700
Sapin.	400	500
Pin sylvestre.	400	400
Frêne.	610	658
Orme.	»	726
Hêtre.	545	658
Teak..	»	850
Noyer.	426	508
Acajou..	576	576

Ces expériences sont dues pour la plupart à Duhamel et à MM. Wertheim et Hodgkinson ; elles ont naturellement été faites sur des échantillons de choix ; mais pratiquement, on peut, sans chercher à retenir ces coefficients ou à retrouver le tableau, se rappeler cette règle fort simple, que *la résistance des bois est à peu près en rapport direct avec leurs densités ;* nous ajouterons donc aux nombres donnés précédemment les valeurs du poids du mètre cube des principales essences employées.

POIDS DU MÈTRE CUBE DES PRINCIPALES ESSENCES DE BOIS

ESSENCES.	POIDS.
Chêne.	650 à 1000 kilog.
Frêne.	785 —
Orme.	750 à 950 —
Noyer.	600 à 750 —
Hêtre.	700 à 900 —
Peuplier.	370 à 600 —
Tremble.	540 —
Acacia.	800 —
Cormier.	900 —
Poirier.	650 à 700 —
Merisier.	700 à 850 —
Cornouiller.	760 —
Buis.	900 à 1300 —
Sapin.	500 à 650 —
Gaïac..	1300 —

Pour terminer ce que nous avons à dire sur les bois, il est essentiel de remarquer que la résistance suivant les fibres étant beaucoup plus grande que dans le sens perpendiculaire, il sera bon, lorsque deux pièces d'un assemblage devront travailler chacune dans un sens différent, de former celle qui doit travailler perpendiculairement aux fibres d'un bois plus résistant que l'autre; cette remarque trouve son application en beaucoup de circonstances, et notamment dans le boisage des mines, où l'on a généralement soin de faire le chapeau des cadres en bois plus dur que les montants.

(**985**) Il est intéressant de comparer entre elles les résistances vives élastiques du fer et du bois, comme on a comparé celles du fer et de l'acier, parce qu'il arrive assez souvent que ces deux substances peuvent se remplacer mutuellement et qu'on hésite dans le choix à faire en diverses circonstances.

Il suffit pour cela de comparer les valeurs de la quantité $\frac{1}{2}Ei^2$ qui sont en moyenne les suivantes :

Pour le fer, $\frac{1}{2}Ei^2=0{,}0039$;

Pour le bois, $\frac{1}{2}Ei^2=0{,}0031$;

c'est-à-dire que le *coefficient de résistance vive élastique* est plus considérable pour le fer que pour le bois, mais que la différence de leurs valeurs n'est pas très-considérable.

Mais l'on sait que la considération du volume entre dans la valeur de la *résistance vive élastique*, mesurée par l'expression $\frac{1}{2}Ei^2 \times V$: comme il faut évidemment comparer entre elles deux pièces de même résistance statique, et que celle du bois est moindre que celle du fer, on voit que le volume de la pièce de bois équivalente sera plus considérable, et l'on comprend que sa résistance vive élastique puisse, pour ce motif, être supérieure à celle de la pièce en fer : c'est ce qu'un exemple va faire ressortir immédiatement.

Prenons une tige de pompe de mine, de longueur donnée, sou-

mise à des efforts de traction alternatifs. Le rapport des travaux élastiques que les deux tiges pourraient supporter est :

$$\frac{Ei^2V}{E'i'^2V'};$$

et si on appelle A, A′ leurs sections,

$$\frac{Ei^2A}{E'i'^2A'}.$$

Or la charge que doivent supporter les deux pièces étant la même, on a

$$AEi = A'E'i',$$

et par conséquent :

$$\frac{Ei^2A}{E'i'^2A'} = \frac{AEi}{A'E'i'} \times \frac{i}{i'} = \frac{i}{i'}.$$

Nous avons déjà vu qu'on peut poser à peu près :

$$i = 0{,}00066$$
$$i' = 0{,}0015.$$

Il s'ensuit qu'une pièce de bois de même résistance statique qu'une pièce de fer et de même longueur qu'elle, est capable, dans les conditions que nous venons d'examiner, de supporter un travail deux fois à deux fois et demie plus considérable : c'est une considération qui peut avoir sa valeur.

(**286**) Parmi les autres matières dont la résistance offre de l'intérêt, nous n'avons plus à signaler que les *cordes de chanvre* et les *courroies en cuir*.

On peut admettre en général, pour les *cordes de chanvre*, une résistance à la rupture de 6 kilos par millimètre carré de section, et, lorsqu'elles sont neuves, une charge pratique moitié moindre; au fur et à mesure que la corde s'use, il est naturellement prudent de diminuer l'effort qu'on lui fait supporter. Les cordes goudronnées sont, à égalité de fils de caret, un peu moins résistantes, d'un quart

environ, que les cordes blanches, et les cordes mouillées le sont moins également que les cordes sèches.

Quant aux *courroies*, leur rupture s'effectue généralement sous une charge de $1^k,95$ à 2 kilos par millimètre carré, et on peut admettre $0^k,20$ comme résistance pratique; mais elles ont un allongement proportionnel considérable, dont il faut toujours tenir compte, qui est de $0^{mm},3$ par mètre et par kilogramme; cet allongement exige qu'on soumette les courroies à une tension préalable avant de les mettre en service.

(**987**) Enfin, nous ajouterons peu de chose sur les coefficients relatifs à la torsion, dont nous avons peu parlé parce qu'on s'en sert relativement moins, et que d'ailleurs on a fait beaucoup moins d'expériences pour les mesurer.

On peut généralement admettre que la valeur de t, qui est de 6,000 pour le fer, monte à 10,000 pour l'acier, et descend pour la fonte à 2,000, pour le bois à 400; quant à l'effort limite $P = atr$. qui commence à altérer l'élasticité, il est de 4,000 pour le fer. de 1,333 pour la fonte, et de 280 environ pour le bois; on prendra un coefficient de sécurité de $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$ ou $\frac{1}{4}$ suivant les cas.

CHAPITRE XXIX

FORME ET DIMENSIONS DES PRINCIPALES PIECES DE MACHINES

(988) La connaissance suffisamment approfondie du contenu des chapitres qui précèdent permettra, étant donnée une pièce de machine destinée à remplir une fonction déterminée, de choisir la matière qui doit la composer, de calculer les efforts auxquels elle doit être soumise, et d'en déduire ses dimensions.

Le choix de la matière est, à quelques rares exceptions près, assez naturellement indiqué pour ne pas offrir en général une grande difficulté; si l'on voit de temps en temps une pièce, que l'on composait autrefois d'une certaine matière, fabriquée maintenant avec une autre, cela tient en général, soit au perfectionnement des procédés industriels, soit à des raisons économiques sur la variation desquelles le temps peut avoir une grande influence; c'est ainsi qu'on a vu, pour beaucoup d'usages, le fer se substituer au bois et à la fonte, et l'acier au fer : mais dans les conditions *actuelles* où l'on se trouve placé quand on construit une machine, l'hésitation n'est généralement pas bien grande et le choix est vite fait.

Les considérations théoriques exposées précédemment sur la résistance des poutres soumises à la traction ou à la flexion et les solides d'égale résistance qui en résultent donneront, *à priori*, si l'on a soin d'analyser préalablement la nature des efforts auxquels chaque pièce doit être soumise, la forme de son profil et de sa section, tandis que du calcul découlera la valeur de ses dimensions.

Dans la pratique, ce calcul n'offre guère de difficulté, et ce que

nous avons vu suffit pour faire comprendre la méthode à appliquer dans chaque cas; nous allons cependant en donner quelques exemples, en prenant les unes après les autres les principales pièces de machines et en les examinant aux trois points de vue dont nous venons de parler, qui ont chacun leur importance particulière, et que nous devons, en conséquence, aborder successivement.

(989) *Chaudières à vapeur*. — Les chaudières se font généralement *en tôle de fer* ou *d'acier;* nous ne citerons que pour mémoire les chaudières et appareils analogues en cuivre rouge, dont l'emploi, assez peu répandu, est nécessité quelquefois par des considérations étrangères à la résistance.

La tôle destinée à la construction d'une chaudière doit non-seulement offrir une grande résistance à la rupture, mais encore posséder une ductilité très-forte ou, en d'autres termes, un grand allongement de rupture, afin de pouvoir, si cela devenait nécessaire, emmagasiner avant de se rompre une quantité de travail aussi considérable que possible; si cette condition, capitale d'ailleurs, était la seule à remplir, on pourrait recommander sans réserve l'emploi des tôles au bois, qui présentent à ce point de vue des qualités suffisantes; mais elles ont souvent, comme on le sait, l'inconvénient très-grave de se dédoubler lorsqu'elles sont tant soit peu épaisses, principalement après les opérations du cintrage et de l'emboutissage; tandis que d'autre part les tôles pudlées, en général plus homogènes, ont le défaut de présenter quelquefois des allongements proportionnels insuffisants; toutes deux exigent et exigeaient surtout, il y a quelques années, pour les fortes pressions, des épaisseurs assez grandes, à cause de la résistance qu'elles devaient opposer aux énormes pressions d'épreuve imposées par l'ordonnance de 1843.

C'est pour obvier à cet inconvénient que la commission dont nous avons parlé plus haut fut instituée en 1860, pour étudier l'emploi de la tôle d'acier, dont on espérait d'excellents résultats, à cause de son homogénéité ainsi que de la diminution d'épaisseur qui devait résulter de l'augmentation de résistance, diminution qui pouvait avoir, dans certains cas, une utilité de premier ordre, par suite de la réduction de poids qu'elle entraînait.

A la suite des travaux de cette commission, une décision ministérielle autorisa en 1861 l'usage des tôles d'acier, en consentant une réduction de moitié dans les épaisseurs réglementaires fixées pour la tôle de fer; il est certain, en effet, que leur emploi présentait des avantages nombreux : diminution d'épaisseur, et par suite économie de la matière, homogénéité, facilité de travail au point de vue du cintrage et de l'emboutissage, tout semblait concourir à assurer dans un bref délai le premier rang aux chaudières d'acier : il n'en a rien été jusqu'ici.

On sait en effet, ainsi que cela a été expliqué au chapitre précédent, que si la résistance vive élastique de l'acier est beaucoup plus considérable que celle du fer, sa résistance vive de rupture est un peu moindre, et que, par son allongement, le fer prévient avant de rompre, tandis que l'acier rompt, mais ne prévient pas.

Il est résulté de cette différence de propriétés, sur l'emploi comparé des deux substances, des discussions assez vives qui n'ont pas encore été bien tranchées : les uns, considérant que les générateurs ne sont soumis à aucun choc qui puisse amener la rupture, et doivent simplement être soumis à l'effort provenant de la pression de la vapeur, puis, de loin en loin, de la charge d'épreuve, qui ne dépasse pas la limite d'élasticité, pensent que l'acier, à cause de ses grandes propriétés résistantes, est naturellement indiqué pour cette fabrication.

D'autres, considérant plus spécialement les accidents qui peuvent se produire, c'est-à-dire les explosions, disent que ces explosions sont dues généralement à une production brusque de vapeur, équivalant à un choc, et qu'en ce cas c'est la résistance vive de rupture qui est mise en jeu; que, pour ce motif, le fer est préférable.

Ces derniers ajoutent d'ailleurs, avec quelque raison, qu'indépendamment d'une moindre résistance vive de rupture, les tôles d'acier offrent, comme on l'a vu, sur celles de fer, le grand inconvénient d'être, sous le double rapport de la résistance et de la ductilité, plus délicates au feu et plus *sensibles* au travail de forge, ce qui fait qu'on n'est jamais sûr, *après* une façon, d'avoir *la même* tôle *qu'avant*.

L'incertitude où l'on se trouve toujours par là de l'homogénéité,

non pas tant d'une tôle en particulier que d'un lot de tôles qui, provenant de la même source, travaillées à peu de chose près de la même façon, présentent en pratique des différences très-grandes au point de vue de la ductilité, font, en tout cas, qu'il est indispensable d'effectuer sur des échantillons de chaque feuille des expériences qui donnent la mesure exacte de ses propriétés mécaniques.

A ces inconvénients il faut ajouter : en premier lieu, la difficulté d'obtenir des tôles douces au convertisseur Bessemer; puis, comme on le sait, dans le cas où l'acier est tant soit peu vif, et surtout lorsqu'il a été abandonné à un refroidissement brusque qui l'a trempé, la facilité avec laquelle il se fend spontanément, particulièrement aux angles rentrants un peu vifs, découpés pour les assemblages; enfin, comme on l'a également vu plus haut, la tendance particulière qu'il possède à se laisser attaquer par les *érosions intérieures*, qui inquiètent depuis quelques années les propriétaires de chaudières, à cause de la diminution d'épaisseur, c'est-à-dire de résistance, qu'elles amènent à leur suite.

En résumé, l'acier, qui a des propriétés si éminentes, a été assez bien qualifié lorsqu'on a dit de lui, particulièrement au point de vue des tôles, que c'était un métal *traître;* et la méfiance, quelque peu justifiée jusqu'ici, qu'il inspire sous cette forme à beaucoup d'ingénieurs, le sera toujours tant que la métallurgie ne pourra pas affirmer avec plus de certitude la valeur de ses produits; aussi n'est-il pas entré dans la pratique, au point de vue de la fabrication des chaudières, d'une façon tout à fait courante, ou du moins telle qu'on pouvait s'y attendre; et lorsqu'il est employé, c'est toujours à l'état d'acier très-doux, se rapprochant, par sa composition et ses propriétés mécaniques, du fer fort supérieur, avec l'avantage considérable d'une beaucoup plus grande *homogénéité* et l'inconvénient d'une plus grande *sensibilité.*

Il faut ajouter cependant que cette sensibilité n'existant que pour le travail de forge, et nullement pour les températures relativement basses de l'eau contenue dans les chaudières, on a pu avantageusement, sous les réserves indiquées plus haut, fabriquer en fer le corps cylindrique de la chaudière, et en tôle d'acier les parties exposées au feu, cette dernière ne se grillant pas, comme l'autre, par suite

de la soudure imparfaite des mises, et offrant, par suite de sa moindre épaisseur, une conductibilité plus grande à la chaleur du foyer, ce qui diminue la température de sa surface extérieure.

(**290**) Quel que soit le métal adopté, la principale question que l'on ait à résoudre en établissant une chaudière est celle de l'épaisseur à lui donner pour qu'elle résiste à la pression de la vapeur : voici la manière fort simple dont on peut la calculer.

Si nous considérons une chaudière sur le point de se rompre sous l'effort de la pression intérieure (fig. 375), suivant un plan diamétral AB du cylindre, nous décomposerons la pression Q dirigée suivant le rayon, en ses deux composantes rectangulaires, parallèle et normale au diamètre AB ; il est évident que la composante normale agira seule pour séparer les deux parties du cylindre. On aura par conséquent, pour expression de la force sur un élément ω de la circonférence,

$$Q\omega \sin\alpha.$$

Or $\omega \sin\alpha$ est la projection de l'élément ω sur le diamètre AB ; donc, en faisant la somme, il viendra pour expression de toutes ces forces :

$$Q\int \omega \sin\alpha = Q \times 2r.$$

Si nous appelons Q' la pression extérieure (soit la pression atmosphérique, ce qui est le cas le plus général), et que nous désignions par e l'épaisseur de la chaudière,

$$Q' \times 2(r+e)$$

sera également la force qui tiendra à s'opposer à l'écartement des deux portions du cylindre : la différence devra être équilibrée par la résistance du métal.

Or, P étant l'effort par unité de surface, qu'on se donne d'avance puisqu'on veut que la tôle travaille à un certain nombre de kilogrammes par millimètre carré, cette résistance sera

$$2e \times P.$$

On doit donc avoir :

$$Q \times 2r - Q' \times 2(r+e) = 2eP,$$

d'où l'on tire :

$$e(P+Q') = r(Q-Q)$$

ou

$$e = \frac{(Q-Q')r}{P+Q'}.$$

Si la chaudière doit marcher à n atmosphères, on peut écrire, en appelant d le diamètre, et négligeant Q' devant P, qui est trois ou quatre cents fois plus grand que lui :

$$e = \frac{(n-1)10330d}{2P}.$$

Avant le décret du 19 janvier 1865, qui a établi une nouvelle réglementation pour les chaudières à vapeur, l'épaisseur était fixée, selon les instructions ministérielles, par la formule

$$e = 0{,}0018\,d(n-1) + 0{,}003.$$

Il s'agit, bien entendu, de chaudières en fer ; cette formule donne le tableau suivant :

DIAMÈTRES DES CHAUDIÈRES	NUMÉROS DES TIMBRES EXPRIMANT LES VALEURS ABSOLUES DE LA PRESSION DE LA VAPEUR DANS LA CHAUDIÈRE						
	2 atmosphères	3 atmosphères	4 atmosphères	5 atmosphères	6 atmosphères	7 atmosphères	8 atmosphères
Mètres.	millim.	millim.	millim.	millim.	millim.	millim.	millim.
0,50.	3,90	4,80	5,70	6,60	7,50	8,40	9,30
0,55.	3,99	4,98	5,97	6,96	7,95	8,94	9,93
0,60.	4,08	5,16	6,24	7,32	8,40	9,48	10,56
0,65.	4,17	5,34	6,51	7,68	8,85	10,02	11,19
0,70.	4,26	5,52	6,78	8,04	9,30	10,56	11,82
0,75.	4,35	5,70	7,05	8,40	9,75	11,10	12,45
0,80.	4,44	5,88	7,32	8,76	10,20	11,64	13,08
0,85.	4,53	6,06	7,59	9,12	10,65	12,18	13,71
0,90.	4,62	6,24	7,86	9,48	11,10	12,72	14,34
0,95.	4,71	6,42	8,13	9,84	11,55	13,26	14,97
1,00.	4,80	6,60	8,40	10,20	12,00	13,80	15,60
1,05.	4,89	6,78	8,67	10,56	12,45	14,34	16,23
1,10.	4,98	6,96	8,94	10,92	12,90	14,88	16,86
1,15.	5,07	7,14	9,21	11,28	13,25	15,42	17,49
1,20.	5,16	7,32	9,48	11,64	13,80	15,96	18,12

La constante 0,003, que nous avons vue figurer dans l'ancienne formule réglementaire, était destinée à corriger, pour les basses pressions, la valeur de e, qui aurait été dans ces cas-là beaucoup trop faible ; sans ce terme, la formule aurait en effet, comme il est facile de le voir, donné une épaisseur égale à zéro, pour une chaudière marchant à la pression d'une atmosphère.

Si nous négligeons cette constante, nous avons :

$$e = 0{,}0018\, d(n-1)\,;$$

et en égalant cette expression à la valeur que nous avons trouvée tout à l'heure, il vient :

$$0{,}0018\, d(n-1) = \frac{(n-1)\, 10330\, d}{P},$$

d'où

$$P = \frac{10330}{0{,}0036} = 2{,}869{,}000.$$

C'est-à-dire que la formule officielle supposait la tôle travaillant normalement à $2^k{,}869$ par millimètre carré, et à $8^k{,}607$ dans la pression d'épreuve, qui se faisait au triple : le premier chiffre était acceptable, le second était trop fort.

Depuis 1865, l'épaisseur des tôles n'est plus soumise à la réglementation, et on ne demande plus aux chaudières que de résister à l'épreuve légale, faite au double de la pression effective qu'elles ne devront pas dépasser en service.

Bien que toute la chaudière soit souvent fabriquée avec la même tôle, il serait bon que les parties exposées au feu fussent plus épaisses, en y faisant travailler le métal à 2^k, par exemple, tandis qu'il pourrait travailler à 3^k, dans les autres parties.

Pratiquement, l'épaisseur des tôles est comprise entre 3 et 15 millimètres ($0^m{,}003$ à $0^m{,}015$) : or, comme nous avons vu que l'épaisseur devait être proportionnelle au rayon, on voit qu'il est très-difficile d'employer de très-grands diamètres pour les hautes pressions, à moins de recourir aux chaudières entretoisées dont nous parlerons plus bas.

(**991**) Nous aurions pu admettre qu'au lieu de s'opérer par deux

génératrices opposées, la rupture tendît à se faire suivant une seule génératrice A. En ce cas, il faut prendre les moments par rapport au point B, situé à l'extrémité opposée du diamètre (fig. 375), et supposer égaux les deux moments de la puissance et de la résistance, au moment où l'équilibre va être rompu.

Or, le moment de la force qui tend à produire la séparation est alors :

$$\{Q \times 2r - Q' 2(r+e)\}.$$

Le moment de la force résistante du métal est :

$$eP \times 2r.$$

On voit donc qu'en égalant les deux moments on retombe sur la même formule que plus haut.

Enfin, au lieu de tendre à s'opérer suivant les génératrices du cylindre, on pourrait se demander si la rupture n'aura pas lieu plutôt suivant une section droite : nous avons encore à examiner ce cas. Or, la chaudière étant fermée aux deux bouts, la grandeur de l'effort qui tend à séparer les deux parties est donnée par l'expression :

$$Q \times \pi r^2 - Q'\pi(r+e)^2;$$

et comme e est assez petit relativement à r, on peut écrire en supprimant le terme $Q'\pi e^2$:

$$Q \times \pi r^2 - Q'\pi r^2 - 2Q'\pi e r.$$

$2\pi r \times e$ étant la section du métal qui travaille, sa résistance sera :

$$2\pi r \times e \times P,$$

et en égalant ces deux expressions :

$$2eP = r(Q - Q') - 2Q'e$$

d'où

$$e = \frac{(Q - Q')r}{2(P + Q')}.$$

C'est la moitié de la valeur que nous avons trouvée dans le cas précédent ; on n'a donc pas besoin de se préoccuper des efforts qui s'opèrent dans ce sens, la résistance étant toujours deux fois

plus forte que dans l'autre : si nous n'avions pas négligé le terme $Q\pi e^2$, c'est-à-dire si nous n'avions pas considéré la valeur de e comme petite relativement à r, nous aurions trouvé une valeur de e encore plus faible.

(**992**) On fait quelquefois, en vue de certains usages industriels, des chaudières qui affectent une forme sphérique. Il est facile de voir que dans ces sortes de chaudières, la tôle travaille moitié moins, à égalité de pression, que dans les chaudières cylindriques de même diamètre et de même épaisseur.

Soit en effet $2\pi r \times e$ la section de rupture, on doit avoir :

$$2\pi r . e \times P = Q\pi r^2 - Q'\pi(r+e)^2$$

$$2eP = (Q - Q')r - 2eQ' - \frac{Q'e^2}{r};$$

et en négligeant le dernier terme qui est très-petit :

$$e = \frac{(Q - Q')r}{2(P + Q')}.$$

L'épaisseur de la chaudière sphérique sera donc, à égalité de diamètre, moitié de celle de la chaudière cylindrique ; d'où l'on conclut facilement que dans les chaudières cylindriques à bouts hémisphériques, la rupture se fera toujours suivant une génératrice du cylindre, si on emploie la même tôle pour les deux parties.

(**993**) Si la chaudière à calculer doit contenir des tubes à fumée, on remarquera que ces tubes peuvent être assimilés, au point de vue de leur résistance, à une chaudière cylindrique, avec cette différence que la pression se fait à l'extérieur, et sur une plus grande surface que la surface intérieure : on calcule généralement l'épaisseur à raison d'un travail de 2^k par millimètre carré, et on augmente le chiffre ainsi trouvé de 50 0/0.

(**994**) Nous examinerons enfin le cas où la chaudière a l'une de ses parois plane ; dans ce cas, cette paroi est généralement fortifiée

par des entretoises transversales, telles qu'on en voit, par exemple, dans les machines locomotives au-dessus du foyer.

Les conditions de résistance de ces parois demandent, en effet, à être étudiées à part : soit l une portion de paroi comprise entre deux entretoises : nous pouvons la considérer comme un solide encastré à ses deux extrémités, et soumis à des forces uniformément réparties, qui ne sont autres que la pression intérieure de la vapeur.

Soit p cette pression par unité de surface (fig. 376) ; la pression totale sur la paroi de longueur l (en ne considérant toujours qu'une largeur de chaudière égale à l'unité) sera pl, et développera en A et B, sur les deux entretoises, deux réactions égales chacune à $\frac{pl}{2}$.

Si nous désignons donc par x l'abscisse d'un point quelconque de la paroi, il viendra, par une application très-simple de la théorie que nous avons étudiée au n° 886 :

$$\frac{E\mu}{\rho}=E\mu\frac{d^2y}{dx^2}=A-\frac{pl}{2}(l-x)+p(l-x)\frac{l-x}{2}$$
$$=A-\frac{p}{2}(lx-x^2).$$

En intégrant :

$$E\mu\frac{dy}{dx}=Ax-\frac{p}{2}\left(\frac{lx^2}{2}-\frac{x^3}{3}\right)+C.$$

Pour $x=0$, $\frac{dy}{dx}$ est nul : donc $C=0$.

Mais il faut aussi que, pour $x=l$, on ait $\frac{dy}{dx}=0$. Donc :

$$Al-\frac{pl^3}{2}\left(\frac{1}{2}-\frac{1}{3}\right)=0,$$

d'où

$$A=\frac{pl^2}{12};$$

on a donc :

$$\frac{E\mu}{\rho}=\frac{pl^2}{12}-\frac{p}{2}(l-x)x$$

et

$$\frac{Ev}{\rho}=\left[\frac{pl^2}{12}-\frac{p}{2}(l-x)x\right]\frac{v}{\mu}.$$

En A et B, c'est-à-dire sur les lignes d'entretoises, pour $x=0$ et $x=l$, la valeur de $\frac{E\nu}{\rho}$ est maximum, et devient

$$\frac{Ev}{\rho}=\frac{pl^2}{12}\frac{v}{\mu}.$$

Il est bon de remarquer qu'on ne tient pas compte des trous des boulons. Pour avoir la fatigue, on pose :

$$\mu=\frac{4}{3}bh^3=4bh\times\frac{h^2}{3},$$

et en remplaçant h par $\frac{e}{2}$, $4bh$ par sa valeur ω :

$$\mu=\omega+\frac{e^2}{12}.$$

Mais, comme on suppose que l'on prend seulement l'unité de longueur, dans le sens perpendiculaire à la fatigue, ω est égal à e, et par conséquent :

$$\mu=\frac{e^3}{12}.$$

Il vient alors :

$$\frac{v}{\mu}=\frac{\frac{1}{2}e}{\frac{e^3}{12}}=\frac{6}{e^2},$$

et la fatigue est donnée par l'expression

$$P=E\frac{v}{\rho}=\frac{pl^2}{12}\times\frac{6}{e^2}=\frac{1}{2}\frac{pl^2}{e^2}.$$

Si on se donne la fatigue P que l'on ne veut pas dépasser, soit par exemple 2 ou 3 kilogrammes par millimètre carré, on en déduira la valeur de e en fonction de l'écartement l des entretoises, par la formule

$$P=\frac{1}{2}\frac{pl^2}{e^2},$$

d'où

$$e=\frac{l\sqrt{p}}{\sqrt{2P}}.$$

Soit n la pression en atmosphères : alors $p=(n-1)\,10\,330$ kilogrammes, et on trouve :

Pour $P=2\,000\,000$:

$$e=\frac{1}{20}\,l\sqrt{n-1}=0{,}5\,l\sqrt{n-1}.$$

Avec un même écartement d'entretoises, l'épaisseur de la tôle est donc proportionnelle, non plus à la pression effective, comme dans le cas des chaudières cylindriques, mais à sa racine carrée.

Pour $P=3\,000\,000$:

$$e'=e\frac{\sqrt{2}}{\sqrt{3}}=\frac{e}{1{,}2}.$$

Avec la tôle de cuivre, $P'=\frac{2}{3}P$, et par conséquent

$$e''=e\frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}}=1{,}2\,e$$

$$e'''=e'\frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}},$$

soit

$$e'''=e.$$

Nous avons admis, dans l'étude précédente, que les entretoises étaient assez continues pour qu'on pût considérer leur ligne comme formant encastrement pour la tôle : il ne saurait en être de même dans le cas de simples rivets espacés (fig. 377) ; mais alors les calculs de résistance sont beaucoup plus compliqués : si l'on désigne par l, l' les distances des boulons d'entretoises dans les deux sens, on aura une approximation suffisante en supposant que ce système est équivalent à des entretoises continues dont la distance serait donnée par la diagonale du rectangle ABCD, c'est-à-dire en remplaçant dans les formules précédentes l par $\sqrt{l^2+l'^2}$; ou mieux, comme cette valeur serait peut-être un peu forte, par $\frac{1}{2}(l+\sqrt{l^2+l'^2})$: on suppose l' plus grand que l.

Rivets.

(**225**) Dans tout ce que nous venons de dire, nous avons supposé que le métal était continu; en réalité, cela n'a généralement pas lieu, à cause de la dimension nécessairement limitée des feuilles de tôle qu'on est obligé d'assembler.

Cet assemblage est fait au moyen de boulons dont l'une des têtes est fabriquée d'avance à l'*étampe*, et dont l'autre est habituellement façonnée à chaud sur place, après qu'on a fait passer la tige dans les trous correspondants de deux feuilles en partie superposées, et ayant ainsi un certain recouvrement.

Cette seconde opération, qui constitue la *pose de la rivure*, peut cependant aussi se faire à froid, particulièrement pour les rivets de fer et d'acier de petite dimension et pour tous ceux de cuivre; mais la rivure à chaud est beaucoup plus généralement employée. Elle donne à la tête une forme conique, hémisphérique ou en goutte de suif (fig. 378), et se fait soit à la main, soit à la machine, ainsi que la figure 379 peut en donner l'idée.

Quant au corps même du rivet, il doit remplir bien exactement le trou ménagé dans les tôles à assembler; tout au plus laisse-t-on un faible jeu pour les rivets de fortes dimensions, afin que si les trous ne concordaient pas bien exactement, le rivet pût toujours y pénétrer.

Pour les chaudières à vapeur en particulier, la rivure se fait toujours à chaud, et l'on chauffe le rivet au rouge clair, puis on martelle le bout de la tige de façon à l'écraser sur la tôle, et on finit la tête au moyen d'une étampe avec un gros marteau : l'opération doit être terminée avant que le rivet soit refroidi, et c'est pour cela qu'on a soin de le chauffer préalablement au rouge clair; cependant certains constructeurs, craignant que le retrait occasionné par le refroidissement n'opère dans le corps du rivet une tension trop énergique, préfèrent lui donner une température initiale un peu moindre.

Dans tous les cas, pour empêcher les fuites qui pourraient encore se produire après le travail de la rivure, on refoule à froid le con-

tour de la tête au moyen de burins pointus : ce travail, appelé *rematage*, doit être fait avec beaucoup de soin, particulièrement pour les chaudières d'acier, où un coup de burin mal donné et entaillant le métal peut plus tard occasionner des ruptures.

La rivure constitue donc, pour les ouvrages en tôle, ce que sont les assemblages pour les ouvrages en charpente; elle est, comme on le comprend, d'une importance capitale au point de vue de la résistance, et rien ne sert d'avoir pris pour les tôles toutes les précautions de sécurité possibles et d'avoir satisfait à toutes les conditions de solidité, si une rivure mal faite vient en compromettre les avantages.

(**996**) La rivure est *simple* ou *double*, suivant qu'il y a, pour opérer l'assemblage, une ou deux lignes de rivets (fig. 380 et 381); occupons-nous d'abord de la rivure simple.

La ligne de rivure forme évidemment dans la chaudière une ligne de faible résistance, suivant laquelle tend toujours à se faire la rupture. Dans les explosions, cette rupture s'opère en général de l'une des deux manières suivantes : ou bien les deux feuilles de tôle se séparent en cisaillant une file de rivets, ou bien il se produit dans la tôle même une déchirure suivant la ligne des rivets, que l'une des feuilles emporte tous.

On se placera évidemment dans les meilleures conditions en rendant les deux résistances aussi égales que possible.

Or, si on considère un certain nombre de rivets n, et que l'on désigne par d le diamètre des boulons, la section qui résistera à la rupture sera, en appelant l la distance entre deux rivets consécutifs d'axe en axe (fig. 382),

$$(l-d)n \times e.$$

Il faut donc avoir :

$$\frac{\pi d^2}{4} = (l-d) \times e.$$

On tirera de cette formule la valeur convenable pour le diamètre; il n'y en aura pas moins un affaiblissement considérable suivant la ligne de rivure, provenant de ce qu'on n'aura plus à déchirer sur cette ligne qu'une longueur $l-d$ de tôle au lieu de l : la nouvelle

résistance sera donc à l'ancienne dans le rapport de $l-d$ à l, et l'affaiblissement sera égal à $\frac{d}{e}$, soit $\frac{1}{K}$, en appelant K le rapport de la distance des rivets à leur diamètre.

On voit donc qu'il est avantageux d'espacer les rivets, sauf à les faire plus gros. Mais dans les chaudières, où il est de toute nécessité que les joints soient étanches, on est obligé de prendre K au plus égal à 2,5 ou 3 au plus; pour les poutres métalliques, où l'on n'est pas gêné par cette condition, on les fait en général plus éloignés (K=3, 4 et même 5).

La formule trouvée ci-dessus deviendra, en remplaçant $\frac{l}{d}$ par K,

$$\frac{\pi d^2}{4}=(K-1)de$$

ou

$$d=\frac{4}{\pi}(K-1)e.$$

Si on se donne, comme dans les chaudières, K=3, le travail du métal, que nous avons trouvé tout à l'heure de $2^k,839$, devient égal à $4^k,3$; et en supposant, comme dans l'ancienne réglementation, l'épreuve faite au triple de la pression effective normale, il serait supérieur à 12 kilogrammes. C'était évidemment excessif.

En prenant une rivure à double ligne de rivets, on ne change rien à la résistance de la tôle, mais on double la résistance des rivets : car on a

$$\pi\frac{d^2}{4}=\frac{1}{2}(l-d)e,$$

et on peut, par conséquent, si les joints ne doivent pas être nécessairement étanches, les espacer davantage : mais alors la rivure demande à être très-soignée, pour que les deux lignes de rivets travaillent solidairement. L'espacement de ces lignes doit d'ailleurs être suffisamment considérable pour que, si l'effort était poussé jusqu'à la rupture, cette rupture se fît suivant la longueur et non en ligne brisée. Ce second mode de rupture a été cependant observé avec des écartements assez notables; on l'attribue à une certaine

altération du métal concentrique aux trous produite par le poinçonnage, et se manifestant par la forme de la ligne de moindre résistance suivant laquelle la tôle se fend : on peut dire, comme règle pratique, que l'écartement des deux lignes de rivure ne doit jamais descendre au-dessous des $\frac{2}{3}$ de l'écartement des rivets.

(**297**) Nous avons supposé, dans ce qui précède, que les rivets travaillaient simplement comme des goupilles traversant les deux trous de la tôle; en réalité, il n'en est point ainsi. Les boulons étant rivés à chaud, il se produit, par l'effet du refroidissement, une contraction du métal qui donne aux deux feuilles de tôle un serrage énergique; cela fait qu'il ne suffit pas de fendre une des tôles pour qu'elle se détache, et qu'il faut encore vaincre le frottement dû aux rivets.

En revanche, la tension que ces derniers éprouvent par suite de leur serrage à chaud produit dans leur masse une fatigue qui peut favoriser leur cisaillement; les conditions dans lesquelles ils travaillent sont donc peu conformes aux règles ordinaires de l'emploi des matériaux, car cette tension peut être énorme. La pratique n'a cependant pas montré d'inconvénient bien sérieux : d'ailleurs, comme on ne pourrait remplacer ce mode d'opérer que par la rivure à froid, qui ne donne pas d'étanchéité, ou par un boulonnage avec des boulons à écrou, qui est beaucoup trop dispendieux, il faut bien s'en contenter.

Depuis quelques années cependant, on a essayé de composer les chaudières d'anneaux soudés ou même laminés comme des bandages; mais, bien qu'on ait tiré de cette manière d'opérer de bons résultats, on peut dire qu'elle n'est pas entrée d'une façon courante dans la pratique, et l'on s'en tient presque exclusivement encore à la rivure telle que nous l'avons décrite plus haut.

Les trous pratiqués dans la tôle pour y loger la tige des rivets sont *poinçonnés* ou *forés;* le poinçonnage n'est possible qu'avec un métal doux; car un métal qui présenterait tant soit peu d'aigreur s'altérerait d'une façon très-sensible dans cette opération, ainsi qu'on l'a vu plus haut par l'exemple de la double rivure, et la tôle

pourrait même, comme cela s'est vu, se fendre complétement ; le forage n'a point le même inconvénient, les bords du trou ne subissant pas d'action mécanique analogue à la précédente

Quant aux rivets, ils se font en fer ou en acier ; ces derniers sont naturellement plus résistants ; mais beaucoup de constructeurs leur préfèrent les rivets en bon fer fort, même pour l'assemblage des tôles d'acier, prétendant que leur emploi est plus sûr : leurs raisons sont évidemment analogues à celles que nous avons développées au sujet des tôles. On en fait également en cuivre rouge, si la rivure doit se faire à froid.

Quelle que soit la matière qui les forme, on adopte généralement pour leurs dimensions les proportions suivantes, auxquelles l'usage a conduit : si l'on appelle d le diamètre de la tige, que l'on suppose calculé, on posera (fig. 378) :

$$d' = 1,8\,d$$
$$h' = 0,6\,d$$
$$d'' = 2\,d$$
$$h'' = 0,8\,d$$

On remarquera, de plus, que pour obtenir à la rivure les dimensions d'' et h'', il faut réserver avant le travail une longueur de tige convenable ; cette longueur h sera facilement obtenue, en considérant que les volumes ou quantités de matière devant être les mêmes avant et après l'opération, on a :

$$\pi d''^2 \times \frac{1}{3} h'' = \pi d^2 \times h$$

et par conséquent

$$h = \frac{1}{3} h'' \times \frac{d''^2}{d^2} = \frac{1}{3} \times 0,8 \times 4 \times d$$
$$= 1,067\,d.$$

Pratiquement, on réserve $h = 1,14d$.

L'habitude des constructeurs est de ne pas tenir un compte rigoureux des chiffres que nous venons de trouver, et qui seraient du reste trop petits dans le cas d'une faible épaisseur de tôle à ri-

ver; ils se servent souvent, pour déterminer le diamètre d de la tige de la formule

$$d=1,5e+4,$$

et pour déterminer leur écartement, de

$$l=3e+18=2d+10.$$

Les valeurs de l pourraient, comme on l'a vu, être augmentées dans une très-notable proportion, s'il s'agissait d'un ouvrage quelconque en tôle ne nécessitant pas l'étanchéité; mais il ne faudra pas dépasser les valeurs données par les formules ci-dessus pour les chaudières à vapeur, au sujet desquelles cette règle est de première importance.

(**228**) Étant donnée la manière de fixer l'une sur l'autre deux feuilles de tôle superposées, il reste encore à dire quelques mots sur les divers procédés usités pour opérer cet assemblage; lorsqu'on n'a affaire qu'à deux feuilles, cette opération se fait, comme on l'a vu, soit par la simple, soit par la double rivure, et l'on dit alors que l'assemblage est *à recouvrement;* mais il arrive assez souvent qu'au lieu d'opérer de cette manière, on juxtapose simplement les feuilles par leur tranche, et on prend un *couvre-joint* (fig. 383) : le but de cette disposition, dans laquelle la résistance est simplement la même qu'avec une seule ligne de rivets, bien qu'elle en nécessite deux, est d'éviter la déformation qui tend à se produire dans l'assemblage à recouvrement (fig. 384); mais elle a l'inconvénient d'exiger une attention tout à fait spéciale au croisement de deux lignes de rivure, en introduisant une nouvelle épaisseur de tôle, et de compromettre, dans le cas où l'opération n'est pas faite avec beaucoup de soin, la parfaite étanchéité.

Ce n'est du reste pas la seule observation à faire dans l'assemblage de deux feuilles de tôle. On remarquera encore que le sens de la superposition n'est quelquefois pas indifférent. Ainsi, dans les chaudières, on donne aux anneaux soit la forme cylindrique, soit la forme conique (fig. 385 et 386); des deux modes d'emboîtement, le second offre l'avantage que toutes les saillies se présentent dans

le même sens par rapport à la flamme, laquelle ne peut ainsi pénétrer dans le joint et aller oxyder les rivets; on remarquera aussi, en passant, que pour ce dernier assemblage, il est indispensable de donner une légère courbure aux bords de la tôle qui doivent former les bases de chaque tronc de cône, et de placer la ligne des rivets sur des courbes parallèles.

En appelant (fig. 387) :

- d le diamètre d'un anneau à sa partie la plus large,
- b la distance moyenne du centre des trous de rivets des deux rivures longitudinales de la plaque,
- l la longueur de cette plaque comprise entre deux rivures transversales,
- f la flèche à donner à l'arc B,
- e l'épaisseur de la tôle,

on se sert, dans la pratique, pour déterminer la flèche, et par suite la courbure de base, de la formule

$$\frac{f}{e}=\frac{1}{4}\frac{b^2}{dl}.$$

Lorsqu'il s'agit d'assembler non plus deux, mais plusieurs feuilles, l'opération de la rivure est toujours assez délicate; dans ce cas, le procédé employé consiste, pour diminuer l'épaisseur de l'assemblage, et par suite la longueur des rivets, comme aussi pour éviter les déformations trop grandes qui en résulteraient pour les tôles extérieures, à amincir les tôles intérieures de façon à leur faire tenir moins de place : à chaque cas particulier correspondra dans la pratique une manière d'opérer différente, mais le principe restera toujours le même (fig. 388 à 390).

La formation des arêtes se fait, soit en courbant l'une des tôles (fig. 391) de manière à former un rebord sur lequel vient s'appliquer la seconde, soit en recourant à l'emploi des cornières. L'opération de la courbure, et particulièrement celle des fonds, qui est un véritable emboutissage, se fait au rouge, soit dans des moules en fonte, à l'aide de la presse hydraulique, soit à la main, au moyen de maillets avec lesquels on frappe d'abord sur les bords, en avan-

çant de plus en plus vers le centre, afin de ne pas déchirer la tôle; cette opération ne réussit qu'avec des tôles de première qualité.

Quant aux cornières, elles peuvent avoir des dispositions variables; nous en montrons quelques-unes (fig. 392 à 395) qui ne présentent pas de difficulté : mais c'est à la rencontre de trois arêtes ou, en d'autres termes, aux *coins*, que la rivure est assez délicate à faire : les dispositions à adopter dépendront évidemment du mode d'assemblage des arêtes, et seront par conséquent très-variées. Nous en donnons trois exemples (fig. 396 à 398), qui correspondent, le premier, à une arête assemblée à recouvrement contre deux autres assemblées à cornière; le second et le troisième, à trois arêtes munies de cornières. On remarquera particulièrement le dernier, dans lequel les cornières sont soudées ensemble au sommet; si l'opération est délicate, en revanche elle assure parfaitement l'étanchéité, et garantit au coin une très-grande solidité.

(**999**) On aura, par les notions qui précèdent, l'idée générale de la manière dont on peut, dans un cas quelconque, calculer les dimensions générales d'une chaudière, et se faire une idée de son mode de construction. Nous ajouterons cependant quelques mots sur les tubes des chaudières tubulaires et leur mode d'assemblage.

Ces tubes, dont l'épaisseur se calcule aisément, comme on l'a vu plus haut, d'une façon tout à fait analogue à celle des chaudières, se font en laiton ou en fer : ces derniers ont l'inconvénient de se laisser plus facilement corroder à l'intérieur par les produits de la combustion, à moins que le charbon ne soit très-pur, et d'offrir extérieurement aux dépôts incrustants une adhérence plus grande. Malgré cela, ils sont très-employés, à cause de leur plus bas prix. D'autres fois, au contraire, on donne la préférence au laiton; cet alliage contient généralement, dans ce cas, de 30 à 35 p. 100 de zinc.

Les tubes sont assemblés à leurs deux extrémités dans les plaques qui forment les extrémités de la chaudière. Plusieurs procédés ont été employés pour parvenir à opérer cet assemblage d'une manière simple et commode, de façon à éviter les fuites et à pouvoir facilement remplacer les tubes dès qu'ils sont usés. Le plus communément employé consiste à opérer à chaque bout le serrage des

joints par une bague ou virole de fer ou d'acier, conique à l'intérieur, ayant un peu d'*entrée* pour ne pas déchirer le tube, et dont l'épaisseur est de 2 millimètres, la longueur de 3 centimètres environ. Ces bagues sont serrées avec précaution au moyen d'un instrument spécial appelé *chasse-virole*, et assurent très-bien l'étanchéité.

Cylindre.

(**1000**) L'épaisseur du cylindre d'une machine à vapeur se calculera par un procédé identique à celui qui a été exposé pour les chaudières.

On a vu que, pour ces dernières, supposées en tôle de fer, la formule réglementaire était :

$$e = 0,0018\,d(n-1) + 0,003,$$

ce qui, en supposant la constante 0,003 enlevée, fait travailler la tôle à $2^k,87$.

Le cylindre d'une machine, qui en forme l'une des pièces les plus importantes, et qui d'ailleurs est en fonte travaillant par extension, ne peut donc naturellement se calculer d'après cette formule ; il sera prudent de ne pas dépasser un effort d'un kilogramme par millimètre carré.

On se sert habituellement de la formule :

$$e = 0,0054\,d(n-1) + 0,009,$$

et bien souvent on augmente les résultats qu'elle donne, soit pour obtenir une plus grande résistance, à laquelle on tient essentiellement, soit au point de vue de la *bonne venue* de fonte, qui exige une épaisseur assez notable, 1,5 à 2 centimètres au moins, soit enfin parce que cette pièce est soumise à une grande usure, et par suite susceptible d'être réalésée.

Ce que nous venons de dire explique pourquoi on ne fait généralement pas l'épreuve des cylindres comme celle des chaudières : elle serait complétement inutile.

Il est d'ailleurs bon de remarquer qu'on devra être plus large dans la fixation de l'épaisseur d'un grand cylindre horizontal que

dans celle d'un cylindre vertical, parce que le premier tend à fléchir sous son propre poids, tandis que cela n'est nullement à craindre pour le second.

L'épaisseur une fois calculée, on remarquera que pour avoir la longueur, il faut ajouter à la course théorique du piston : en premier lieu la hauteur même de ce piston ; puis le double de la *liberté* du cylindre, qu'il est toujours prudent de ménager aux extrémités; enfin les quantités dont les fonds et les couvercles s'encastrent dans le corps même de ce récipient.

Le cylindre se terminera à ses extrémités par un rebord ou bride sur lequel on viendra boulonner les plateaux : ce rebord devra être relié au corps du cylindre par un petit congé, afin d'éviter les angles vifs, et son épaisseur devra être calculée d'après l'effort du piston qui lui est transmis par réaction au moyen du couvercle.

Pour effectuer ce calcul, on remarquera que la pression sur le piston est

$$\pi R^2(n-1)\times 10330,$$

et la résistance provenant de l'épaisseur du couvercle,

$$2\pi R\times e\times P.$$

En égalant ces deux expressions, il vient :

$$\pi R^2(n-1)\,10330=2\pi R.e.P,$$

d'où

$$e=\frac{(n-1)R\times 10330}{2P};$$

c'est la moitié de l'épaisseur du métal du corps de pompe.

Cependant, dans la pratique, on donne aux brides la même épaisseur qu'au cylindre, en l'augmentant de $\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{5}$, parce qu'on les considère comme des solides encastrés à un bout et soumis à l'autre à une charge transversale dont le bras du levier est du reste assez court, car on place en général les boulons à une distance de la circonférence extérieure du cylindre égale à environ l'épaisseur de la bride.

(**1001**) Le cylindre (fig. 399) est toujours fabriqué en fonte, et on le coule tout d'une pièce avec les canaux qui amènent la vapeur dans les deux fonds, la saillie sur laquelle repose le tiroir, et en général toutes les particularités de forme qui sont nécessaires, soit au point de vue des fonctions que cet organe doit remplir, soit dans le but de mieux assurer sa résistance : la plupart des cavités qu'il contient ne pouvant, par suite de leur position même, être retouchées, demandent à être fondues avec précision ; mais bien que cette condition offre une assez grande difficulté, l'art du fondeur est parvenu à en triompher parfaitement.

Pour que le piston puisse se mouvoir à l'intérieur du cylindre et ne donne pas lieu à des fuites, il est nécessaire de le calibrer exactement par un alésage soigné, l'extérieur pouvant rester, et, de fait, restant toujours brut : il est bon de remarquer à ce propos que cet alésage doit toujours se faire à un diamètre un peu plus faible que les extrémités ; car sans cette précaution, le cylindre venant à s'user par suite du frottement sur la seule étendue de la course, l'on ne pourrait absolument pas, en cas de démontage ou de réparation, enlever le piston, qui doit toujours cependant entrer ou sortir par les bouts.

(**1002**) A l'extérieur, on a vu, nos 573 et suivants, l'utilité qu'il y avait, pour divers motifs, à garnir les cylindres d'une double enveloppe ou d'une chemise de vapeur : la double enveloppe consiste dans une enveloppe en bois avec garniture intérieure formée par une substance isolante quelconque, telle que feutre ou matière pulvérulente peu conductrice, ou bien encore par de la *laine de laitier*, qui n'est autre chose qu'un assemblage de fines paillettes obtenues dans la fusion du laitier par un procédé particulier, et qui offre sur les autres substances généralement employées l'avantage de ne point se détériorer par la chaleur : souvent cette double enveloppe, dans les machines soignées, coexiste avec la chemise de vapeur.

La chemise de vapeur est obtenue soit en fondant directement le cylindre avec son enveloppe, soit en l'ajustant avec lui après l'avoir fondue séparément.

La seconde méthode est la plus fréquemment employée : dans ce cas, c'est l'enveloppe extérieure qui porte les canaux distributeurs et les brides sur lesquelles viennent se boulonner les fonds ; et le cylindre proprement dit n'est alors qu'une sorte de manchon circulaire qui s'emmanche, souvent à chaud, dans l'enveloppe extérieure et s'assemble avec elle au moyen de deux cordons saillants qui, par leur contact avec deux autres cordons ménagés dans la première, determinent, conjointement avec les fonds, l'étanchéité de la chemise de vapeur (fig. 401) : tous les joints doivent d'ailleurs, cela va sans dire, être soigneusement lutés.

(**1003**) Quant à la communication entre l'intérieur du cylindre et les canaux distributeurs qui appartiennent à l'enveloppe, elle se fait généralement en entaillant légèrement le cylindre vis-à-vis de ces orifices pour les laisser passer, ou bien encore quelquefois en perçant, tant dans le cylindre intérieur que dans une plaque de fer incrustée dans les cordons saillants dont nous avons parlé tout à l'heure, l'ouverture qui est destinée à laisser passer la vapeur (fig. 402 à 405).

La vapeur partira ainsi du générateur, pénétrera en O dans l'enveloppe, et se rendra de là, par la tubulure O', dans la boîte du tiroir qui doit la distribuer ; c'est la disposition la plus généralement employée ; mais il arrive quelquefois aussi qu'au lieu de faire traverser l'enveloppe à la vapeur qui doit agir sur le piston, on prend directement, sur la conduite venant du générateur, un filet de vapeur vierge, qui n'est pas destiné à produire d'effet mécanique ; ce dernier procédé a toutefois l'inconvénient d'entraîner une plus grande dépense et de remplir facilement l'intérieur de la chemise d'eau de condensation : dans l'un et l'autre cas, le cylindre et l'enveloppe devront naturellement être munis de robinets purgeurs.

Le second procédé dont nous avons parlé, et qui consiste à fondre d'une même coulée le cylindre et son enveloppe, ne présente aucun avantage sur le précédent, et offre l'inconvénient non-seulement d'être extrêmement difficile à bien exécuter, mais encore d'entraîner la mise au rebut de la pièce tout entière, soit pour un défaut local de fonte, soit par une avarie partielle survenue en service.

(1004) Le *couvercle* du cylindre est un disque de fonte dont la résistance est toujours bien suffisante, ainsi qu'on l'a vu précédemment. Souvent, pour diminuer encore la surface réfrigérente, on fait ce couvercle à double paroi, ce qui détermine un vide clos et naturellement rempli d'air peu conducteur; on va même, dans beaucoup de machines, jusqu'à le chauffer en le mettant en rapport avec l'enveloppe.

Le couvercle est percé au milieu d'un trou destiné à laisser passer la tige du piston, et muni d'une boîte à étoupes dont nous étudierons plus tard la disposition.

A l'autre extrémité du cylindre se trouve le *fond :* dans les machines horizontales, ce fond n'est autre chose qu'un second couvercle présentant seulement avec le premier cette différenee qu'il est plein, sauf dans certains cas exceptionnels où on le fait aussi à double paroi; cette dernière disposition est adoptée principalement lorsqu'il doit être traversé par le prolongement de la tige du piston; son but est de prévenir l'ovalisation du cylindre, mais elle exige que les deux parois aient, comme le couvercle, un trou central muni d'une boîte à étoupes.

Dans les machines verticales, au contraire, ce fond est un simple disque de fonte qui fait habituellement parti du *bâti* de la machine et sur lequel on boulonne les brides inférieures du cylindre.

Enfin, il existe, dans la construction de l'organe que nous venons d'examiner, une foule de détails pratiques qui sont très-utiles au constructeur de machines, mais dont l'examen nous entraînerait en dehors de notre cadre : nous nous bornerons à ce qui précède, en faisant remarquer que l'ingénieur devant se préoccuper avant tout de la résistance de la pièce, qu'il peut calculer comme nous venons de le voir, et éclairé d'ailleurs sur les diverses dispositions d'ensemble du cylindre et de la distribution, qu'il a étudiées dans le second volume, peut se reposer, pour les détails pratiques, sur le constructeur qu'il a choisi, et qui doit nécessairement avoir sa confiance.

(1005) Nous renvoyons également à plus tard l'examen de la

construction du piston, dont la résistance est toujours suffisante, et nous ne nous occuperons ici que de sa tige.

La tige du piston est une pièce importante, successivement tendue et comprimée par la vapeur, et par conséquent soumise à des efforts alternatifs considérables, qui peuvent amener en elle des allongements et raccourcissements dépassant de beaucoup ceux de l'état statique à cause de l'inertie : de plus, dans les efforts de compression auxquels elle est soumise, il est important qu'elle ne fléchisse point ; et comme la condition de glisser dans la boîte à étoupes rend la forme circulaire de la section à peu près indispensable, que d'ailleurs la nécessité où l'on est d'y pratiquer des mortaises pour les clavettes d'assemblages l'affaiblit considérablement, il s'ensuit que ses dimensions doivent être calculées très-largement.

La tige du piston se fait en fer ou en acier.

En la supposant en fer, Watt a posé cette règle que dans les machines à basse pression son diamètre doit être égal au dixième du diamètre du piston.

On verra combien cette règle est prudente, si on songe qu'en prenant, par exemple, une pression d'une atmosphère et demie effective, le piston est chargé de $1^k,54$ par centimètre carré, et que la tige, dont la section est, par hypothèse, cent fois moindre, a par conséquent la même charge par millimètre carré : elle supporte donc environ le dixième de sa charge limite d'élasticité à l'état statique : ce sont d'excellentes conditions de résistance.

D'une manière générale, $\frac{\pi d^2}{4}$ étant la section d'une tige, P le coefficient de résistance élastique du métal, Q la force à vaincre, on doit avoir :

$$\frac{\pi d^2}{4} P = Q$$

ou

$$d = \frac{2\sqrt{Q}}{\sqrt{\pi P}}.$$

Si l'on suppose P variant de 1 à 4 kilogrammes, d varie de $\frac{2}{\sqrt{\pi}}\sqrt{Q}$

à $\frac{1}{\sqrt{\pi}}\sqrt{Q}$, c'est-à-dire de $1,13\sqrt{Q}$ à $0,56\sqrt{Q}$: on peut donc poser à peu près :

$$d=\sqrt{Q},$$

en exprimant d en millimètres et Q en kilogrammes : c'est approximatif, mais très-suffisant dans la pratique, car il vient alors à peu près :

$$P=1^k,30,$$

et on se met ainsi dans des conditions de sécurité très-satisfaisantes.

Avec une tige en acier, dont la résistance élastique peut être considérée comme double de celle de fer, on a :

$$d'=d\frac{\sqrt{2}}{2}=0,7d=0,7\sqrt{Q}.$$

Boulons, écrous et filets de vis.

(**1006**) Les boulons sont employés très-fréquemment dans la construction des machines : si nous considérons seulement ceux qui intéressent le cylindre, nous en trouverons de trois espèces : les boulons du couvercle supérieur, ceux du couvercle inférieur, et les boulons de fondation : ce que nous allons dire sur ceux-là s'applique à tous les boulons en général.

On aura évidemment intérêt à faire travailler les boulons du cylindre au même taux que la tige du piston, et pour cela on fera en sorte que la somme des sections des boulons soit égale à la section de cette tige ; c'est-à-dire que l'on aura :

$$n\pi\frac{d^2}{4}=\pi\frac{D^2}{4}$$

ou

$$d=\frac{D}{\sqrt{n}}.$$

On prendra cette quantité pour le corps de la partie filetée du boulon : le diamètre de la tige sera augmenté de $\frac{1}{10}$.

En général, les boulons de couvercle devront avoir un diamètre plutôt inférieur que supérieur à l'épaisseur des brides séparées :

leur nombre et leur distance mutuelle s'en déduiront approximativement : les limites des coefficients d'élasticité sont assez larges pour qu'on puisse également s'imposer la condition que la distance de deux boulons consécutifs soit à peu près égale à 4 ou 5 fois l'épaisseur des brides séparées : le joint se fera alors dans de bonnes conditions.

(**1007**) Quant aux boulons de fondation, on n'en prend généralement que quatre : leur diamètre se calcule par là même immédiatement.

Ils sont généralement à clavette, parce que, destinés à fixer la plaque d'assise du cylindre sur le massif en maçonnerie (fig. 406), ils ne peuvent s'introduire que par la partie supérieure, et par conséquent n'ont pas de tête.

La partie inférieure du boulon peut alors se rompre de trois manières différentes :

1° La clavette cède et la tige remonte ;

2° Le boulon se casse transversalement suivant ab ;

3° La partie inférieure à la mortaise cède.

Soient (fig. 407) :

e l'épaisseur de la clavette ;

h sa hauteur ;

h' l'épaisseur qui reste au-dessous de la mortaise ;

d le diamètre du boulon ;

on a pour sections de rupture :

Dans le premier cas, $2\,eh$;

Dans le second, $\pi\frac{d^2}{4} - ed$;

Dans le troisième, $2h'd$.

Si nous appelons P le coefficient de résistance du métal du boulon à la rupture par traction, P' la résistance transversale de la clavette, il faut avoir, pour obtenir l'égalité de résistance,

$$2eh \,.\, P' = \left(\pi\frac{d^2}{4} - ed\right)P$$

et

$$2eh \,.\, P' = 2h'd \,.\, P.$$

La quantité e étant toujours plus petite que d, posons $e = \mu$ μ étant *plus petit* que l'unité

Au contraire, h est toujours plus grand que e, et égal en général à 4, 5 ou $6e$: posons donc encore $h = \mu' e$, μ' étant plus grand que 1.

Il vient alors :

$$h = \mu\mu' d,$$

et la première équation prend la forme

$$2\mu^2\mu' d^2 P' = d^2 P \left(\frac{\pi}{4} - \mu\right)$$

$$\mu^2 + \frac{P}{2\mu' P'}\mu - \frac{P}{P'}\frac{\pi}{8\mu'} = 0,$$

d'où

$$\mu = -\frac{P}{4\mu' P'} \pm \sqrt{\left(\frac{P}{4\mu' P'}\right)^2 + \frac{P}{P'}\frac{\pi}{8\mu'}}.$$

Si la tige du boulon et la clavette sont toutes deux en fer, $P = P'$, ou P' est un peu plus grand que P à cause du travail de forgeage : si la clavette est en acier, $P' = 2P$. Prenons ce dernier cas qui est le plus général. Alors

$$\mu = -\frac{1}{8\mu'} \pm \sqrt{\left(\frac{1}{8\mu'}\right)^2 + \frac{\pi}{16\mu'}};$$

et si on pose, par exemple, $\mu' = 5$, on a :

$$\mu = -\frac{1}{40} \pm \sqrt{\left(\frac{1}{40}\right)^2 + \frac{\pi}{16 \times 5}}.$$
$$= 0{,}175.$$

En supposant la clavette en fer, on aurait trouvé $\mu = 0{,}235$.

Dans la pratique, on prendra :

Pour une clavette en acier :

$$e = 0{,}175\,d$$
$$h = 0{,}85\,d$$
$$h' = 0{,}29\,d.$$

Pour une clavette en fer :

$$e = 0{,}235\,d$$
$$h = 1{,}175\,d$$
$$h' = 0{,}27\,d.$$

Quant à l'affaiblissement du boulon provenant de l'entaille, il est donné par le rapport

$$\frac{ed}{\pi\frac{d^2}{4}}=\frac{4\mu}{\pi};$$

c'est-à-dire que pour l'acier cet affaiblissement est de 0,233, et pour le fer, de 0,300.

Si on tient à ne pas avoir de point faible, il faut donc augmenter la section du boulon à la partie inférieure (fig. 408). Soit α l'affaiblissement, d_1 le diamètre courant, d le diamètre à la clavette, on posera

$$d^2(1-\alpha)=d_1^2,$$

c'est-à-dire

$$d=\frac{d_1}{\sqrt{(1-\alpha)}},$$

ou à peu près

$$d=d_1\left(1+\frac{\alpha}{2}\right),$$

et il viendra alors : Pour l'acier, $d=1,11d_1$.
Pour le fer, $d=1,15d_1$.

Il n'y aura plus alors d'affaiblissement à la partie inférieure.

(**1008**) Dans les boulons autres que les boulons de fondation, la clavette est habituellement remplacée par une tête qui peut périr par cisaillement de l'épaisseur supplémentaire.

Pour avoir égalité d'effort entre la tête et la tige du boulon, il faut poser, en appelant h la hauteur de la tête,

$$\pi dh=\frac{\pi d^2}{4},$$

d'où

$$h=\frac{d}{4}.$$

En général, dans la pratique, on prend $h=\frac{a}{2}$, ce qui fait que les boulons ne périssent jamais par là.

On remarquera que si on prolonge par la pensée la tige du

boulon dans l'intérieur de la tête, la section de la partie restante devra être au moins égale à la section de la tige, et on devra avoir, par conséquent :

$$D^2 = 2d^2$$

ou

$$D = d\sqrt{2}.$$

C'est un minimum toujours dépassé dans la pratique.

(**1009**) Considérons maintenant l'autre extrémité du boulon (fig. 409) : elle se termine par une vis qui s'engage dans un écrou généralement carré ou hexagonal ; cette partie peut encore périr soit par rupture de la tige, soit par arrachement du filet de la vis, dans le boulon ou dans l'écrou.

Si la vis est à filet triangulaire, et c'est le cas le plus ordinaire, on a pour condition d'égalité de résistance, en appelant h' la hauteur de l'écrou,

$$\frac{\pi d^2}{4} = \pi d h' \quad \text{ou} \quad h' = \frac{d}{4},$$

ce qui donne pour la hauteur de l'écrou la même valeur que pour la hauteur de la tête : mais on la double dans la pratique, pour prévenir l'effet d'une répartition inégale de la pression, et on fait $h' = \frac{d}{2}$ au moins ; souvent même $h' = d$.

Le pas de vis a comme hauteur le dixième environ du diamètre du corps du boulon, et les filets, comme profondeur, un peu plus de la moitié du pas.

On fait souvent l'écrou en une autre matière que la tige, soit en acier, soit en bronze : ce dernier métal est employé principalement lorsque les pièces doivent être exposées à l'humidité à cause de l'oxydation : en admettant que la tige soit en fer, ce seront les filets de la tige qui sauteront dans le premier cas, ceux de l'écrou dans le second.

Pour les boulons *importants*, on fait souvent les vis à filets carrés (fig. 410) : si l'écrou et le boulon sont en même matière, on fera le creux égal au plein, et en ce cas l'épaisseur du filet sera égale à la

moitié du pas : sinon le rapport du creux au plein sera dans le rapport des résistances respectives des deux métaux employés.

La hauteur des écrous correspondants sera, en moyenne, double de celle des écrous triangulaires ; car les filets carrés ne représentent, à pas égal, que la moitié de la résistance des autres : on fera le pas égal à environ le dixième du diamètre, et la profondeur des filets un peu moindre que la moitié du pas.

Pour les uns comme pour les autres, la forme sera carrée, hexagonale ou même octogonale.

La première n'est employée que dans les travaux peu soignés (particulièrement dans la charpente) ; la seconde suppose plus de soin dans l'exécution des pièces, et elle est usitée dans tous les assemblages de pièces métalliques ; quant à la dernière, elle ne peut s'employer que pour les boulons de forte dimension, lorsque les pans sont suffisamment larges pour offrir assez de prise à la clef, qui agit comme un levier pour opérer le serrage.

(**1010**) Il existe, dans la pratique, une foule de variétés de boulons ; mais ce serait sortir de notre sujet que de décrire en détail chaque variété ; le calcul de leurs dimensions se fait toujours comme nous l'avons montré.

Nous dirons cependant quelques mots des moyens employés pour empêcher les écrous de se desserrer, ce qui est souvent absolument indispensable pour les boulons importants ; bien des moyens ont été proposés pour obtenir ce but ; mais les plus simples sont encore les meilleurs, et nous nous contenterons de citer (fig. 411 à 413) les boulons à contre-écrou, à goupille, et à clavette, qu'il suffit de regarder pour comprendre leur fonctionnement.

Une autre précaution à prendre est d'éviter soigneusement, dans les assemblages faits au moyen de boulons, que ces organes soient soumis à des pressions latérales ; dans le cas où des pressions de ce genre seraient à redouter, on y remédiera soit en emboîtant les deux pièces assemblées l'une avec l'autre au moyen de rainures et de saillies correspondantes, soit en interposant entre ces deux pièces une rondelle dressée au tour et logée dans une cavité obtenue par l'alésage du trou du boulon : l'un et l'autre moyen sont bons,

mais le dernier est plus délicat à mettre à exécution (fig. 41 et 415).

(**1011**) Les écrous sont serrés au moyen d'instruments spéciaux appelés *clefs*, qui se font en fer, en acier ou en fonte malléable : les meilleures sont celles d'acier, mais leur fabrication est plus difficile : celles qui sont faites en fonte malléable n'offrent souvent pas assez de résistance.

On distingue les clefs à *mâchoires fixes* et les clefs à *mâchoires mobiles*. Les premières ont l'avantage d'être beaucoup plus solides ; elles se composent d'une tête dont le contour intérieur forme une portion de polygone, exactement égal à celui qui est affecté par l'écrou, et dont le nombre de côtés est de trois, quatre ou cinq, suivant que l'écrou est carré, hexagonal ou octogonal ; quelquefois même, mais plus rarement, le polygone est complet et l'écrou entre alors complétement dans la tête de la clef : cette disposition est principalement employée lorsque l'écrou est destiné à être très-souvent serré et desserré : la clef reste alors toujours en place.

A l'extérieur, les côtés du polygone sont raccordés entre eux et avec la queue par des arcs de cercle : cette queue ou levier, de forme plate, sert à opérer un serrage énergique moyennant un effort relativement faible.

Il n'existe malheureusement aucune uniformité dans les dimensions des boulons des différents constructeurs, ce qui fait que les clefs à mâchoires fixes sont souvent insuffisantes : on a recours alors aux clefs à mâchoires mobiles, dont il existe plusieurs variétés : elles se composent essentiellement d'une tête fixe et d'une autre mobile, reliée à la queue et munie d'un engrenage ou d'un pas de vis qui permet de la pousser et de la serrer contre la première : mais ces sortes de clefs ont en général assez peu de durée, la mâchoire mobile prenant du jeu et finissant par ne plus saisir l'écrou avec une force convenable.

Au moyen de ces instruments, un seul homme suffit généralement pour serrer des écrous dont le diamètre ne dépasse pas 2 à 3 centimètres : au delà, il en faut deux ou plusieurs, suivant

la dimension des boulons et leur état plus ou moins bon d'entretien.

(**1012**) Aux boulons se rattachent des organes tout à fait analogues, et dont pour cela nous allons dire quelques mots ; nous voulons parler des *vis à bois* et des *tire-fonds*.

La *vis à bois* est une sorte de vis qui fait son trou elle-même en s'enfonçant dans le bois, dont les fibres s'écartent pour lui faire un passage : par la manière même dont elle fonctionne, on voit que son filet doit être suffisamment *tranchant* et *saillant*, soit pour qu'elle puisse se faire elle-même sa place, soit pour qu'elle offre, une fois placée, une résistance suffisante à l'arrachement (fig. 418 et 419) ; on remarquera sur cette figure que si la partie pleine est cylindrique, la partie filetée affecte une forme conique et se termine en pointe à l'extrémité, afin de faciliter l'introduction.

Les vis à bois se placent, autant que possible, de façon qu'elles pénètrent les fibres transversalement, et on a soin, au préalable, de leur préparer une place par un trou de grosseur à peu près égale à leur noyau ; dans le bois debout, au contraire, la pose est très-difficile, non-seulement parce que les vis tendent ainsi à couper les fibres, mais encore parce qu'une fois placées elles n'offrent qu'une assez faible résistance à l'arrachement.

Le *tire-fonds* (fig. 420 et 421) est une sorte de vis à bois dont la forme d'ensemble se rapproche beaucoup de celle du boulon, mais dont le filet a même structure que celui de la vis à bois ordinaire ; il est en général de plus forte dimension qu'elle, et sert, soit à réunir de fortes pièces de charpente, soit à fixer des pièces de métal sur du bois : son introduction doit être facilitée aussi par un trou pratiqué au préalable au moyen d'une tarière ou d'un vilebrequin.

Parallélogramme.

(**1013**) Le parallélogramme sert, comme on l'a vu aux numéros 585 et 586, à relier l'extrémité de la tige du piston, animée d'un mouvement rectiligne, à celle du balancier, animée d'un mouvement circulaire : on a étudié la combinaison mécanique que Watt a in-

ventée pour opérer cette liaison : il nous reste à voir comment elle a été réalisée dans la pratique.

Pour rendre plus commode l'articulation avec la tige du piston d'un côté et le balancier de l'autre, toutes les pièces du parallélogramme sont doubles et symétriquement placées par rapport au plan du mouvement de cette dernière pièce : deux bielles, appelées *grandes chapes*, réunissent la tête de la tige du piston aux tourillons de l'extrémité du balancier ; deux autres, appelées *petites chapes*, forment le côté opposé du parallélogramme et sont articulées d'un côté en un point du balancier qui est habituellement le point milieu, pendant que de l'autre elles sont rattachées par les *contre-guides*, qui forment le côté inférieur du parallélogramme, au point de départ, c'est-à-dire à la tige du piston. Les extrémités des *petites chapes* sont réunies par une traverse, perpendiculaire au plan de symétrie, à l'une des extrémités des *guides*, tandis que l'autre extrémité est fixe, comme cela est nécessaire pour réaliser le mouvement cherché.

Le calcul des dimensions se fait de la manière suivante :

On donne aux chapes une longueur commune égale à la moitié de la course du piston ; mais les grandes, ayant à transmettre la pression de la vapeur au balancier, auront une section beaucoup plus forte que les petites : chacune d'elles devant supporter la moitié de l'effort, on posera :

$$2\frac{\pi d^2}{4}P = Q,$$

d'où l'on tirera

$$d = \frac{\sqrt{2Q}}{\sqrt{\pi P}}.$$

Ce qui revient à dire que la section de chacune des branches sera égale à la moitié de celle de la tige du piston : mais pratiquement, ces dernières pièces étant moins importantes que l'autre, on pourra diminuer un peu le diamètre indiqué et leur faire supporter un effort plus considérable.

Les dimensions des autres pièces ne se prêtent guère au calcul, à cause de la nature des efforts auxquels elles sont soumises : mais ces efforts ne pouvant provenir que des composantes horizontales

de l'action du piston, lesquelles sont toujours très-faibles à cause de la grande obliquité des bielles pendantes, on se contente de dimensions beaucoup moindres, en harmonie avec les proportions de la machine, mais on leur donne généralement la forme des solides d'égale résistance.

Les articulations n'offrent rien de particulier, si ce n'est qu'on a soin de terminer les tiges, à l'une au moins de leurs extrémités, par une chape analogue à celle que l'on verra plus loin à propos de la bielle, et destinée à permettre la rectification de leur longueur; cette opération est indispensable pour peu qu'il y ait dérangement dans l'un des éléments de cet organe.

Balancier.

(**1014**) On sait que le *balancier* est une pièce *très-importante*, servant d'intermédiaire entre la tige du piston et la bielle, et fatiguant beaucoup, tant par suite de la variation dans les efforts qui lui sont transmis que par sa propre inertie : on a vu du reste, dans le second volume, dans quels cas il convenait d'employer les machines à balancier, ou bien de supprimer cet organe pour prendre des machines à connexion directe.

Le balancier se fait généralement en fonte ; on a vu, au numéro 892, qu'il se compose d'une toile médiane, renforcée par des nervures sur les bords et au milieu, et que, si les nervures sont la portion la plus efficace de la masse au point de vue de la résistance, il n'en faut pas moins que la toile ait une épaisseur suffisante pour établir une solidarité convenable entre les diverses parties.

On donne en général au balancier la disposition représentée par les figures 422 à 424, dans lesquelles on remarquera la forme de la section, ainsi que les mamelons disposés au milieu, aux extrémités, et en divers points de la ligne médiane, et destinés à recevoir les différents axes par lesquels le balancier commande les divers organes de la machine que l'on sait, tels que pompe d'alimentation, pompe à air, etc.

Le mamelon principal est celui du centre, où s'emmanche l'arbre des tourillons : les mamelons extrêmes reçoivent les axes de sus-

pension de la tige du piston et de la bielle ; enfin les points d'attache intermédiaire servent aux tiges du parallélogramme et aux diverses pompes auxiliaires de la machine.

(**1015**) Comme structure, le balancier est donc fort simple ; le calcul de ses dimensions ne l'est pas moins.

On remarquera d'abord que pour faire résister cette pièce à un effort déterminé, on peut se donner soit la hauteur, soit l'épaisseur, et déduire ensuite par le calcul la seconde des dimensions de la première : mais, pratiquement, il est convenable de conserver entre les deux un certain rapport.

Ce rapport, généralement égal à 12 dans les machines de Watt, a été un peu augmenté à mesure que les machines, marchant à plus haute pression, exigeaient pour le balancier une résistance plus grande.

On prend donc en général $h = 12$ et même $15e$;
puis pour épaisseur de la nervure : $E = 2e$;
et pour sa largeur : $l = 3e$.

Il est aisé de voir qu'on ne pourrait augmenter beaucoup ces dimensions, au point de vue de la bonne venue de fonte ; car si les nervures formaient une masse trop forte, la toile se refroidirait beaucoup plus vite, et, en se contractant, amènerait infailliblement la rupture.

Enfin, soit L la longueur du balancier, r le rayon de la manivelle, c la course du piston ; on fait généralement en sorte d'avoir :

$$L = 6r = 3c.$$

Il ne reste donc plus qu'à calculer l'épaisseur e ; on le fait soit en négligeant les nervures et admettant alors une résistance de 3 à kilogrammes par millimètre carré, soit en en tenant compte, et n'admettant alors pour le travail de la fonte que $1^k,5$ au maximum : dans ce dernier cas, on calculerait facilement le moment d'inertie, en prenant la différence des moments du rectangle ABCD et des rectangles *abcd*, *a'b'c'd'* (fig. 425) ; dans la pratique e est toujours compris entre $0^m,025$ et $0^m,07$.

Les dimensions du *moyeu central* dépendent de la largeur de la

pièce, à laquelle il doit offrir sur l'arbre une assiette suffisante : on lui donne en général une longueur égale à une fois ou une fois et demie la demi-hauteur du balancier; en augmentant l'écartement, on donne, en effet, plus de précision à la pose et on diminue le porte-à-faux résultant d'une usure inégale des tourillons ou des coussinets, si elle se produit.

Si nous appelons d le diamètre du tourillon que nous calculerons tout à l'heure, on fera le diamètre de la *portée de calage* ou *trou du moyeu*, d', égal à $1{,}2d$; le diamètre extérieur du moyeu d'' sera égal à $2{,}5d'$, et on le raccordera par un congé et deux listels à la toile du balancier (fig. 424).

Les diamètres d' et d'' seront calculés de la même façon pour les mamelons extrêmes et intermédiaires : la longueur sera prise égale pour les premiers à $1{,}5$ ou $2d'$ au plus, et pour les autres suivant les circonstances.

(**1016**) Quand le balancier est d'un poids trop considérable pour qu'on puisse le monter facilement d'une seule pièce, on le fait souvent à deu asques : on a, dans ce cas, l'habitude de laisser les parois intérieures de chaque flasque entièrement planes, et de porter les nervures à l'extérieur. Le calcul se fait d'une manière identique à celle que nous avons déjà vue (fig. 427 et 428).

On a fait aussi, pour les grandes machines d'épuisement et aussi pour quelques machines marines, des balanciers composés en fer; la toile est alors formée d'une feuille de tôle, et les nervures de bandes de tôle superposées réunies par des cornières : on évite les points faibles aux assemblages par des couvre-joints.

Quelquefois même, lorsque le balancier est de très-grandes dimensions, la toile est supprimée, et la solidarité entre les nervures est établie au moyen d'entretoises en tôle, comme on le voit dans les figures 429 et 430, qui représentent un balancier sorti des ateliers de M. Quillacq, d'Anzin.

Quand on adopte ce système, il est facile de voir que l'on se trouve en présence d'une petite difficulté vis-à-vis des tourillons, qu'on ne peut caler directement : dans ce cas, on met une pièce additionnelle en fonte, rivée à la tôle, et sur laquelle l'arbre des tourillons vient

se caler. Cette pièce est raccordée par des bandes à la nervure du balancier : le même artifice est employé pour les tourillons des extrémités et pour ceux des pompes.

Enfin, on a autrefois employé des balanciers en bois : quand on n'avait pas à sa disposition des arbres d'un équarrissage suffisant pour les faire d'une seule pièce, on en employait plusieurs, en les armant de façon qu'ils fussent tout à fait solidaires au point de vue de la résistance à la flexion : on sait, en effet, qu'il y a avantage à avoir une poutre unique d'épaisseur $2e$, plutôt que deux poutres d'épaisseur e.

Pour obtenir ce résultat, on armait les deux pièces d'étriers qui les embrassaient solidement et les serraient l'une contre l'autre (fig. 431 et 432), après avoir interposé entre elles des clames de fer pour éviter le glissement.

On a modifié quelquefois cette disposition de façon à avoir la forme d'un solide d'égale résistance, et obtenir ainsi une économie de matière; ou bien encore en employant deux tirants qui diminuent la fatigue en diminuant la flexion, par l'introduction d'une composante verticale : mais ces sortes de balanciers n'étant plus guère employés, nous ne nous y appesantirons pas plus longuement : nous avons seulement tenu à les citer à cause de leur forme éminemment rationnelle.

Tourillons.

(1017) Les *tourillons*, et nous considérons en ce moment plus spécialement ceux du balancier, bien que ce que nous allons dire s'applique également à tous ceux qui supportent simplement des efforts de pression, peuvent être considérés comme des solides cylindriques encastrés à une de leurs extrémités sur l'arbre dont ils forment le prolongement, et soumis dans toute leur longueur à des forces uniformément réparties, provenant de la charge du balancier.

Cette charge Q se compose du poids même du balancier, de la pression de la vapeur sur le piston, et de la tension de la bielle qui lui est égale : chaque tourillon en supportera la moitié.

Soit l la longueur du tourillon, d son diamètre : il viendra, en supposant, comme nous l'avons vu, la force Q uniformément répartie,

$$\frac{E\mu}{\rho}=Q'\frac{l}{2},$$

$\left(\text{en posant } Q'=\frac{Q}{2}\right)$

$$P=\frac{Ev}{\rho}=\frac{Q'l}{2}\frac{v}{\mu}.$$

Or

$$v=\frac{d}{2}$$

$$\mu=\int r^2 d\omega=\int (x^2+y^2)d\omega$$

$$=\frac{\pi r^4}{4}=\pi\frac{d^4}{64},$$

et par conséquent

$$P=\frac{16Q'l}{\pi d^3}.$$

Dans la pratique, l est compris entre une et trois fois le diamètre : on pose $l=Kd$, et on se donne K, qui varie avec la grosseur du tourillon et la nature du métal.

Il vient alors, en remplaçant l par sa valeur,

$$d^2=\frac{16}{\pi}\frac{K\times Q'}{P}$$

$$d=4\frac{\sqrt{K\times Q'}}{\sqrt{\pi P}}.$$

Les tourillons se font généralement en fer forgé ou en acier, et rarement en fonte.

Pour le fer forgé bien travaillé, on peut prendre $P=2^k,5$, soit à cause de la bonne qualité du métal exigée par cette pièce, soit pour éviter les trop grands rayons en vue du frottement, ce qui a son importance, même dans ce cas où le glissement des surfaces l'une sur l'autre n'est pas très-considérable.

On a alors $P\pi=8$ environ et

$$d=\sqrt{2K}\times\sqrt{Q'}.$$

Pour l'acier, deux fois plus résistant, on prend $P'=2P$, et par conséquent

$$d=\sqrt{K}\sqrt{Q'}.$$

Enfin, pour la fonte,

$$P''=\frac{P}{2},$$

et

$$d=2\sqrt{K}\sqrt{Q'}.$$

On donnera à K des valeurs comprises entre 1 et 3, prenant les plus petites pour les plus gros tourillons (qui se font quelquefois en fonte), afin de diminuer autant que possible le frottement; les plus grandes pour les petits tourillons en fer forgé.

On calculera par là facilement le diamètre du tourillon principal; sa portée de calage est habituellement cylindrique dans l'emmanchement, légèrement conique en dehors, et doit être parfaitement ajustée dans le trou du moyeu, puis fixée à l'aide de deux clavettes très-bien serrées, situées aux extrémités d'un même diamètre ou de deux diamètres perpendiculaires.

Pour les tourillons des articulations du parallélogramme ainsi que de la bielle, on prendrait pour Q' la moitié de la pression de la vapeur, et pour les tourillons moyens une valeur en rapport avec les pressions qu'ils ont à supporter : tous sont fixés au balancier d'une manière analogue à celle du tourillon central; mais on ne leur met en général qu'une clavette.

Traverses de piston.

(**1018**) Dans les machines sans balancier ou à connexion directe, l'extrémité de la tige du piston, n'étant plus guidée par les tourillons du balancier, doit l'être par une pièce spéciale appelée *traverse de piston*, maintenue elle-même par un ou deux guides rectilignes appelés *guides des glissières*.

La traverse est habituellement simple et droite (fig. 433); dans ce cas, elle offre un renflement central, destiné à compenser l'affaiblissement dû au trou dans lequel passe la tige du piston, dont l'extrémité est fixée soit par un écrou, soit par une clavette; les deux

fusées ou *portées* par lesquelles elle se termine sont assemblées dans des *glissières* en fonte, dont le mouvement est réglé par les *guides*.

Entre le renflement central et les fusées, la traverse présente de chaque côté une ou deux portées sur lesquelles vient se faire l'assemblage de la bielle d'abord, et quelquefois aussi de la tige de pompe du condenseur ; ces portées sont de véritables tourillons, soumis à des efforts de pression, dont les dimensions se calculeront tout à fait comme celles des tourillons du balancier, en admettant sur chacun d'eux un effort égal à la moitié de la pression de la vapeur sur le piston.

La pression sur les glissières, résultant de l'obliquité du mouvement de la bielle, et dont la valeur est donnée, comme on le voit facilement, par l'expression

$$P tg \alpha,$$

en appelant α l'angle variable compris entre la bielle et l'axe de la tige du piston, sera d'autant plus grande que le maximum de cet angle sera lui-même plus grand ; c'est pour cette raison que l'on cherche en général à avoir entre la longueur de la bielle et celle de la manivelle un rapport assez grand, qui atteint souvent 5 : il faut, de plus, donner aux patins une grande surface frottante et les graisser soigneusement ; mais il est bon de remarquer que, dans la pratique, cette pression est très-atténuée, soit à cause de la détente qui s'opère au moment de l'angle maximum, soit à cause du volant qui régularise les efforts moteur et résistant.

La traverse dont nous venons de parler est en fer ou en acier : sa forme est quelquefois modifiée, soit parce que la bielle doit se mouvoir dans le plan même des glissières (dans l'exemple précédent elle se mouvait dans un plan perpendiculaire), soit parce que la bielle, au lieu de se terminer par une fourche, comme nous l'avons supposé, se termine par une tête simple.

Dans le premier cas, on remarquera que la pression des guides sur les glissières s'exercera toujours du même côté, d'où résultera une usure inégale facilement corrigeable par des clavettes (fig. 435) ; dans le second, la tête de la tige du piston sera fourchue pour per-

mettre l'assemblage de la bielle, et les rôles entre ces deux pièces seront simplement renversés, sans qu'il en résulte aucun avantage ni complication sensible.

Eufin, nous aurons terminé ce que nous avons à dire sur les traverses, lorsque nous aurons ajouté que, dans le but d'obtenir une certaine économie à cause du moindre prix de la matière et de la diminution du travail de forge, on fabrique quelquefois des traverses en fonte (fig. 437); elles n'ont d'autre inconvénient, et il n'est généralement pas bien considérable, que de présenter sur les précédentes un léger excédant de poids.

Les *guides des glissières* sont en fer, en fonte, et plus souvent en acier; le calcul de leur résistance est fort simple : on les considère comme des solides encastrés à leurs deux extrémités et soumis en leur point milieu (ce qui est le cas le plus défavorable et se présente au milieu de la course du piston) à la pression $P \operatorname{tg} \alpha$ ou $\frac{P}{2} \operatorname{tg} \alpha$, suivant que leur plan est parallèle ou perpendiculaire au plan décrit par la bielle dans son mouvement.

Dans les machines américaines de *Corliss*, c'est généralement le bâti même de la machine qui forme les guides de glissières, au moyen d'une sorte de cavité cylindrique que l'on a soin d'y ménager: en ce cas, la résistance est toujours plus que suffisante.

Bielle.

(**1019**) La bielle est la pièce qui, dans les machines, relie la tige du piston à la manivelle, avec ou sans l'intermédiaire du balancier; elle est donc articulée aux deux bouts. L'une de ses extrémités est animée d'un mouvement rectiligne ou à peu près rectiligne, l'autre d'un mouvement circulaire; et en supposant la machine à double effet, elle travaille alternativement par extension et par compression, ce qui fait que le calcul de ses dimensions est de la dernière simplicité : le métal ne doit pas y travailler à plus de $0^k,80$ par millimètre carré.

La bielle se fait généralement en fer ou en acier : nous en donnons un modèle (fig. 442); c'est le plus employé, sauf certaines

variations dans les détails. On y voit que cette pièce est formée d'un corps principal galbé dans le sens de sa longueur et se terminant, d'un côté par une tête simple, de l'autre par une fourchette dont les deux branches viennent s'assembler avec les deux tourillons du balancier ou de la traverse du piston; le corps et les deux têtes sont forgés d'une seule pièce.

On donne à cette pièce importante une longueur égale à cinq ou six fois celle de la manivelle, qui elle-même est évidemment égale, soit dans le cas de la connexion directe, soit dans le cas d'un balancier à bras égaux, à la moitié de la course du piston : sa section, lorsqu'elle est en fer, est quelquefois, dans la pratique, elliptique ou rectangulaire au milieu de la longueur, la grande dimension étant parallèle au plan décrit par la manivelle, parce que les efforts auxquels elle est soumise tendent à la faire fléchir principalement dans ce plan : en ce cas, les extrémités restent habituellement rondes; mais souvent aussi on la fait ronde tout entière, à cause de la facilité qui en résulte pour le tournage, et on est par conséquent conduit, pour cette raison, à adopter une forme peu rationnelle au point de vue de la résistance.

On y remédie en lui donnant une section plus forte vers le milieu, ou mieux, pour les grandes vitesses, vers celle des extrémités qui se trouve près de la manivelle, les vibrations étant en ce point beaucoup plus fortes, à cause de la petitesse du cercle décrit.

(**1020**) La bielle se termine, à l'une de ses extrémités, celle qui correspond à la manivelle, par une tête simple (fig. 443), à section carrée, disposée pour recevoir des coussinets en bronze, qui sont eux-mêmes recouverts par une chape en fer, retenue à l'aide de clavettes; ces dernières, qui sont destinées, dans cet assemblage, à serrer l'un contre l'autre le corps de la bielle et le chapeau, ont leur surface extérieure perpendiculaire à l'axe de la bielle, afin que la pression se fasse bien exactement dans la direction voulue; mais les surfaces intérieures font avec les premières un angle d'environ 5° : l'une d'elles est souvent munie d'une vis à écrou destinée à empêcher son desserrement; la seconde est fixée à la bielle par des *talons* qui l'empêchent de glisser.

Il résulte de cette disposition que la bride qui retient les coussinets est rapportée et assujettie par la clavette même employée au serrage; mais on a souvent recours à une autre disposition, qui consiste à les ajuster dans un enfourchement dont les branches font partie du corps même de la bielle (fig. 445). Ce mode d'assemblage est très-bon, à la fois plus solide et plus économique que le précédent; il n'a cependant été employé jusqu'ici que pour les bielles de petite dimension.

On remarquera que par suite de l'usure, et par conséquent du rapprochement des coussinets qui en est la conséquence, le centre du tourillon se rapproche du corps de la bielle dans les deux systèmes de têtes que nous venons de décrire; ce serait le contraire dans la bielle dite de Sharp (fig. 446), où la clavette, par l'intermédiaire d'une plaque de pression, pousse le coussinet inférieur vers le sommet.

Enfin, dans la tête de bielle de *Bury* (fig. 447), on peut à volonté rapprocher ou éloigner du corps de la bielle le centre du tourillon, au moyen de deux clavettes dont l'une agit directement sur le coussinet inférieur, et l'autre, par l'intermédiaire du *chapeau*, sur le coussinet supérieur. Il est facile de voir, du reste, que s'il ne s'agit que d'obtenir l'invariabilité de longueur de la bielle, on y parviendra plus simplement en adoptant la tête ordinaire pour l'une des extrémités, et la tête de Sharp ou toute autre analogue pour l'autre.

L'autre extrémité de la bielle est généralement fourchue, les deux branches de la fourche correspondant, suivant que la machine est avec ou sans balancier, soit aux deux tourillons latéraux de l'extrémité du balancier, soit directement à ceux de la traverse du piston. Les forces se répartissant sur ces deux branches, on pourra donner à chacune d'elles une section égale à la demi-section de la bielle; mais pratiquement il sera bon de dépasser cette mesure, et c'est ce qu'on fait généralement en la portant aux trois quarts. L'extrémité de chacune des branches se terminera d'ailleurs par un chapeau fixé par des clavettes et enserrant les coussinets, comme à l'autre extrémité.

Cet assemblage peut être détruit soit par la rupture de la bielle, soit par celle des branches de la fourche, soit par le cisaillement

des clavettes. On calculera les dimensions de ces pièces d'une manière tout à fait analogue à celle que nous avons vue pour les boulons au numéro 1007, de façon à les faire travailler toutes également.

(**1021**) On fait aussi quelquefois des bielles en fonte, quoique ce métal résiste moins bien aux vibrations, pour les grandes machines d'épuisement et aussi pour beaucoup de machines à balancier, ce qui met ainsi la bielle en harmonie de forme et de proportion avec l'ensemble; dans ce cas, on ne fait travailler le métal qu'à $0^k,35$ par millimètre carré.

La section des bielles de cette nature (fig. 448) est habituellement cruciforme; Watt la déterminait de la façon suivante : dans un carré ABCD (fig. 451), il prenait au milieu de chaque côté une longueur égale au sixième de ce côté, et réunissait les points obtenus par des arcs de cercle; la section minimum qu'il lui donnait de cette manière était toujours triple de celle de la tige du piston, ce qui, d'après ce que l'on a vu plus haut, faisait travailler le métal au plus à $0^k,33$ par millimètre carré aux extrémités et à $0^k,28$ au milieu. Mais au lieu de prendre, comme le faisait Watt, les branches de la croix égales, on pourrait allonger celles qui se trouvent dans le plan de la manivelle, ou bien encore éloigner la nervure de l'axe et la placer sur les bords : on arrive ainsi à la forme de la figure 452, qui est certainement la plus rationnelle.

(**1022**) Quant à l'ensemble de cette bielle, il se compose de trois parties principales fondues d'une seule pièce, savoir : la *tête inférieure*, qui s'assemble avec la manivelle, ainsi que son prolongement que l'on a soin de faire sans renflement pour qu'il puisse passer devant elle; le *corps galbé* à section cruciforme, et enfin la *tête supérieure* en fourche, par laquelle la bielle se rattache au balancier.

La tête inférieure est entièrement fermée pour recevoir les deux coussinets de bronze qui doivent y être ajustés avec beaucoup de soin, et dont l'un est fondu avec une petite saillie destinée à l'empêcher de glisser dans le sens de l'axe, tandis que l'autre est dressé extérieurement, pour recevoir une cale en fer ou en acier dans la-

quelle est installée l'encoche de la clavette de serrage : on leur donne à tous deux la forme octogonale, pour les empêcher de tourner.

Cette disposition ne pouvant pas être adoptée pour la tête supérieure de la bielle, parce que le double tourillon du balancier ne peut pas y entrer comme passe à l'autre extrémité l'*œilleton* du bouton de la manivelle, on adopte pour les deux branches de cette tête la même disposition que pour les bielles en fer, c'est-à-dire que les brides qui servent à retenir les coussinets, enserrées par une clavette, viennent s'appliquer sur la partie extérieure des branches de la fourche, parfaitement dressée à cet effet.

(**1023**) Enfin, on a fait autrefois des bielles en bois (fig. 453), pour certaines machines où cette pièce devait atteindre une grande longueur et par suite un grand poids, ou bien encore lorsqu'on avait à craindre des chocs ou des vibrations considérables, par exemple pour les grandes machines d'épuisement, la résistance vive de rupture étant, comme on le sait, pour des pièces de même longueur et de force équivalente, plus grande pour le bois que pour le fer.

La section de la bielle est alors naturellement rectangulaire; sa tête a la forme d'une fourche dont les branches sont très-prolongées afin d'embrasser le bois sur une grande longueur, ce qui est nécessaire au point de vue de la résistance : quant à la partie supérieure, elle se termine soit en tête carrée avec bride mobile, soit en fourche, indifféremment.

On fait travailler le bois entre $0^k,20$ et $0^k,40$ par millimètre carré.

(**1024**) Dans ce qui précède, nous avons en général supposé que la vitesse de la machine était assez lente, et ne dépassait pas 25 à 30 tours par minute; dans ce cas, les forces mises en jeu par l'inertie sont négligeables. Mais il n'en serait pas de même si on considérait une machine à grande vitesse pouvant aller jusqu'à 200 tours par minute.

Supposons, pour simplifier, que la bielle se meuve parallèlement à elle-même, guidée par le bouton de la manivelle; l'erreur ne sera pas considérable à cause de la longueur de la pièce. En passant de

la position B à la position B' (fig. 454), la manivelle aura baissé d'une quantité CD, et on a, en appelant α l'angle décrit par la manivelle de rayon R,

$$CD = x = R(1 - \cos\alpha).$$

On déduit de là :

$$\frac{dx}{dt} = R \sin\alpha \frac{d\alpha}{dt}.$$

$\frac{d\alpha}{dt}$ étant la vitesse angulaire de la manivelle, on peut poser $\frac{d\alpha}{dt} = \omega$. Donc

$$\frac{dx}{dt} = R\omega \sin\alpha,$$

et en différenciant :

$$\frac{d^2x}{dt^2} = R\omega^2 \cos\alpha.$$

Cette quantité est l'accélération de la bielle, et a pour valeur maximum $R\omega^2$, obtenue en faisant $\cos\alpha = 1$ ou $\alpha = 0$, c'est-à-dire au point mort.

Quand la bielle franchit ce point, elle est donc obligée de vaincre une force supplémentaire proportionnelle à $R\omega^2$; soit m le nombre de tours de la manivelle par minute, on a :

$$\omega = \frac{m2\pi}{60} = \frac{m\pi}{30}.$$

Supposons, par exemple, $m = 30$; $R = 0^m,50$; alors

$$\omega = \pi$$
$$\omega^2 R = \frac{\pi^2}{2}.$$

La quantité $\frac{\pi^2}{2}$ est sensiblement égale à $\frac{g}{2}$; la charge résultant de cette accélération est donc à peu près égale à la moitié du poids de la bielle, ce qui est évidemment négligeable.

Mais si on faisait $m = 180$, on aurait

$$\omega = 6\pi$$
$$\omega^2 R = 18\pi^2,$$

et la charge additionnelle serait de 18 fois le poids de la bielle, ce qui est considérable.

Remarquons encore que l'action que nous venons de considérer agit aussi sur le balancier, dont l'extrémité doit prendre l'accélération de l'extrémité de la bielle; soit T sa tension sous l'action de la force transmise par la bielle, L sa demi-longueur; le moment de la force sera TL.

En exprimant par μ le moment d'inertie du balancier par rapport à son axe, par ω' sa vitesse angulaire, on aura pour moment de sa force d'inertie:

$$\mu\frac{d\omega'}{dt}.$$

Ce moment devra faire équilibre à celui de la force T : donc

$$\mu\frac{d\omega'}{dt}=TL.$$

Mais lorsque les trois points A, B, O sont en ligne droite, l'accélération de l'extrémité du balancier est nécessairement égale à celle de la bielle; par conséquent, dans cette position,

$$L\frac{d\omega'}{dt}=R\omega^2;$$

et en posant $\mu=M\rho^2$, puis remplaçant μ et $\frac{d\omega'}{dt}$ par leur valeur, il vient :

$$TL=M\rho^2\frac{\omega^2R}{L}.$$

Soit $\rho^2=KL^2$, K étant une certaine constante numérique inférieure à l'unité, alors

$$T=MK\omega^2R;$$

et si on fait $K=\frac{1}{3}$, comme c'est le cas le plus général,

$$T=\frac{1}{3}M\omega^2R.$$

Si m était égal à 180, on aurait $R\omega^2=18$ et $T=6$ M; il faudrait donc, en ce cas, tenir compte d'une nouvelle force égale à six

fois le poids du balancier : cette force augmente avec la masse de la pièce et change deux fois de signe dans un temps très-court : il est évident qu'elle ne saurait être supportée ni par la bielle ni par la manivelle, et qu'on ne pourrait par conséquent jamais employer une machine dans de pareilles conditions : aussi les machines à grande vitesse ne sont-elles jamais à balancier, et la préférence que l'on tend de plus en plus à donner à ces dernières fait peu à peu abandonner l'autre type.

Manivelle.

(**1025**) La manivelle est une sorte de levier par lequel la bielle transmet à l'arbre de la machine, en le transformant en mouvement circulaire, le mouvement rectiligne ou du moins à peu près rectiligne qu'elle reçoit du balancier : elle tourne autour du centre de l'arbre considéré comme point fixe.

On obtiendra ses dimensions très-simplement, en la considérant comme un solide encastré à l'une de ses extrémités, celle qui touche l'arbre, et soumis à l'autre à des forces : soit de tension et de compression, lorsqu'elle passe au point mort; soit de flexion, lorsqu'elle est à 90° de ces points. On lui donne en général à peu près la forme d'un solide d'égale résistance, c'est-à-dire qu'elle va en diminuant vers le bouton, mais on la renfle à ses deux extrémités, d'une part, pour que son moyeu puisse se caler sur l'arbre, de l'autre pour qu'elle puisse loger dans son œil le tourillon qui la relie à la bielle, et que l'on calcule comme nous l'avons déjà vu au numéro 1017.

La manivelle est donc composée :

1° Du *moyeu*, par lequel elle est montée sur l'arbre ;

2° De l'*œil* dans lequel passe le bouton ;

3° Du *corps* qui relie les deux.

Cette pièce, formant le bras de levier par lequel tout l'effort de la vapeur est transmis à l'arbre, doit naturellement être parfaitement solide ; elle est emmanchée sur l'arbre à chaud et fixée par une clavette en acier logée dans une entaille pratiquée mi-partie dans l'arbre, mi-partie dans le moyeu : le bouton est simplement

passé dans l'œil et fixé par derrière au moyen d'un écrou; il est en général légèrement conique.

La manivelle se fait habituellement en fer ; dans ce cas, sa forme est très-simple et n'offre que les congés indispensables ; quant à ses dimensions, la pratique a conduit les constructeurs à les déterminer par les formules suivantes :

Si l'on appelle D le diamètre du tourillon de l'arbre qui sera calculé plus tard, et qu'on suppose exprimé en millimètres, la valeur de la portée saillante qui reçoit la manivelle sera donnée par l'expression

$$D' = 1,1\,D + 10;$$

sa longueur, qui donne en même temps la portée du moyeu, par

$$L = 1,2\,D,$$

et l'épaisseur du moyeu autour de la portée par

$$E = 0,44\,D.$$

Enfin, on prendra généralement la largeur du corps de la manivelle égale à

$$A = 1,3\,D.$$

De même, en appelant d le diamètre du tourillon qui relie la manivelle à la bielle, on aura :

$$l = 1,3\,d$$
$$e = 0,5\,d$$
$$a = 0,3\,d.$$

Mais comme il n'y a pas de portée saillante pour le tourillon, on aura :

$$d' = d.$$

Si la manivelle est en fonte (fig. 456), ce qui est assurément plus économique, mais ne se fait guère que pour les machines à balancier, ce mode de fabrication permet alors de lui donner très-facilement, et, de fait, on lui donne des moulures décoratives en harmonie avec le reste de la machine.

Les dimensions usitées dans la pratique seront légèrement différentes des précédentes, et on pourra prendre :

$$D' = 1,1\,D + 10$$
$$L = 1,2\,D$$
$$E = 0,525\,D$$
$$A = 1,55\,D$$
$$l = 1,3\,d$$
$$e = 0,63\,d$$
$$a = 1,5\,d.$$

(1026) On peut rapprocher des manivelles, soit les *arbres coudés*, soit les *excentriques*.

Les *arbres coudés* deviennent indispensables quand la bielle doit nécessairement s'assembler, non à l'extrémité d'un arbre, mais en un point quelconque de sa longueur, et transmettre une force un peu grande avec une course notable : ils sont particulièrement employés dans les machines marines et dans les locomotives à cylindres intérieurs (fig. 457), qui sont celles où l'on a à vaincre les plus grandes sujétions.

Les deux branches du coude doivent être calculées beaucoup plus largement que la manivelle, parce qu'indépendamment de la fatigue éprouvée par cette pièce, sa fabrication est très-difficile et peut donner lieu à des vices de constitution ; de plus, la rupture du coude entraîne la mise au rebut de l'arbre tout entier, ce qui fait qu'en somme il y a économie bien entendue à forcer un peu les dimensions.

Les *excentriques* (fig. 458) ne sont autre chose que des manivelles dans lesquelles on augmente le rayon du bouton de façon qu'il finisse par entourer l'arbre. Ils sont principalement employés pour mettre en mouvement le tiroir de distribution et la pompe alimentaire.

La course produite par l'excentrique est, comme il est facile de le voir, égale au double de l'excentricité : cet organe ne peut donc être employé que pour produire des mouvements d'une assez faible amplitude : sans cela le diamètre du disque devrait être très-augmenté, et les frottements croîtraient dans une proportion très-considérable.

Arbres.

(1027) L'arbre moteur d'une machine est soumis à un effort de torsion, entre le point où la manivelle est calée et le premier engrenage de la machine ; nous allons calculer, en partant de cette donnée, les dimensions de son tourillon, lequel ne fatigue plus par pression, comme les tourillons du balancier déjà calculés, mais par torsion : on remarquera d'ailleurs que le tourillon est la partie de l'arbre qui a toujours le diamètre le plus faible, et que s'il résiste, le corps de l'arbre résistera *à fortiori* aux efforts de la machine.

Soit Q la pression de la vapeur sur le piston et par conséquent sur la bielle (il est essentiel, comme on le comprend, de prendre sa valeur maximum et non sa valeur moyenne) ; le moment de cette force variera à chaque instant dans le mouvement circulaire de la manivelle ; il augmentera à partir du moment où la manivelle franchit le point mort, pour devenir maximum lorsqu'elle aura parcouru 90° à partir de la première position.

En appelant R le rayon de la manivelle, le moment maximum de la force de torsion sera :

$$Q \times R;$$

et comme la fatigue en un point de rayon r' est, ainsi que nous l'avons vu,

$$P' = M\frac{r'}{\mu},$$

nous avons, pour la fatigue maximum à supporter, et qui a lieu à la circonférence,

$$P = Q.R\frac{r}{\mu}$$
$$= QR\frac{d}{2\mu},$$

en appelant d le diamètre de l'arbre.

Or, μ étant le moment d'inertie de l'arbre par rapport à son centre, est, comme nous l'avons vu, le double du moment d'inertie par rapport à un diamètre, que l'on sait être égal à $\pi\frac{d^4}{64}$.

Il vient donc

$$P = \frac{QR}{\pi} \times \frac{16}{d^3},$$

d'où l'on tire

$$d^3 = \frac{16}{\pi} \frac{QR}{P}.$$

On peut mettre cette expression sous une autre forme plus usitée en considérant que le travail effectué par un tour de l'arbre du volant peut s'écrire

$$Q \times 4R,$$

qui est le produit de la force par le chemin parcouru dans sa direction.

En effet, dans une minute, le travail de la machine sera

$$4mR \times Q;$$

et si on appelle C le nombre de chevaux qui doit être fourni par la machine, on aura l'égalité

$$4mQR = 60 \times 75 \times C,$$

d'où

$$QR = \frac{60 \times 75}{4} \times \frac{C}{m},$$

et par suite, en portant cette valeur dans l'expression de d^3,

$$d^3 = \frac{16}{\pi P} \times \frac{60 \times 75}{4} \frac{C}{m}.$$

Si l'on suppose que l'arbre est en fer forgé, cas le plus habituel, et qu'on fasse $P = 1^k$, on aura

$$d = 0{,}16 \sqrt[3]{\frac{C}{m}}.$$

Si l'arbre devait être en fonte (et on a déjà dit que tous ceux de fortes dimensions étaient faits autrefois de cette matière, avant que les grandes pièces de forge fussent comme aujourd'hui de fabrication courante), on ferait $P = 0^k 84$ et on aurait

$$d = 0{,}19 \sqrt[3]{\frac{C}{m}}.$$

C'est ce que l'on appelle la règle de *Buchanan*, du nom de l'ingénieur anglais qui l'a posée.

On voit que le diamètre de l'arbre diminue à mesure que la vitesse, c'est-à-dire le nombre de tours de la machine augmente, et qu'il varie en raison inverse de la racine cubique de cette vitesse.

Si au lieu d'être transmise par une bielle et une manivelle, la force était transmise par un engrenage, le travail effectué dans un tour entier de l'arbre ne serait plus 4QR, mais bien $2\pi R \times Q$; on aurait alors par minute

$$2m\pi R \times Q = 60 \times 75 \times C$$

et

$$QR = \frac{60 \times 75}{2\pi} \frac{C}{m}.$$

Les diamètres trouvés par cette formule seront donc aux précédents dans le rapport de $\sqrt[3]{4}$ à $\sqrt[3]{2\pi}$, ou dans le rappport $\sqrt[3]{\frac{2}{\pi}} = 0,86$, et on aura

$$d' = 0,86\,d,$$

c'est-à-dire, dans le cas du fer

$$d' = 0,14\sqrt[3]{\frac{C}{m}}$$

et dans le cas de la fonte

$$d' = 0,163\sqrt[3]{\frac{C}{m}}.$$

Toutes ces dimensions sont calculées très-largement; mais l'influence des volants qui peuvent à un moment donné développer des forces de torsion considérables, fait qu'il sera prudent, en général, de se tenir dans les limites données par ces formules : cependant, l'ingénieur qui aura à faire un calcul de cette nature pourra les augmenter ou les diminuer, suivant que la machine dont il s'occupe doit être plus ou moins exposée à recevoir des chocs, par suite de la nature des opérateurs qu'elle est destinée à commander.

(**1028**) Ainsi la règle de Buchanan est applicable d'une manière générale à tous les moteurs : mais si elle convient parfaitement aux moteurs à vapeur, dans lesquels les variations de force sont très-considérables, principalement à cause de la détente et aussi de la présence du volant, en revanche, cette même règle appliquée aux moteurs hydrauliques dont la marche est habituellement beaucoup plus régulière, peut donner aux arbres des dimensions supérieures à celles qui suffisent réellement.

On pourra donc prendre pour le diamètre de l'arbre d'un moteur hydraulique :

S'il est en fer forgé, plein.	$D = \sqrt[3]{0,013\,QR}$
S'il est en fonte, plein	$D = \sqrt[3]{0,039\,QR}$
S'il est à pans en bois de chêne (cercle inscrit). .	$D = \sqrt[3]{0,196\,QR}$

La quantité Q représentant naturellement le plus grand effort que la roue peut avoir à supporter, et la formule supposant que l'arbre ne doit pas être soumis à des chocs, comme le serait un arbre destiné à transmettre le mouvement à des laminoirs ou à des marteaux de forge, il arrive en effet quelquefois que, dans ce dernier cas, un diamètre double est à peine suffisant

(**1029**) Pour augmenter la résistance d'un arbre sans augmenter la quantité de matière employée, on fait quelquefois, particulièrement pour les roues hydrauliques, des arbres creux en fonte, et même en tôle, comme nous le verrons plus loin. Le calcul du diamètre de pareils arbres se fait simplement au moyen de la formule déjà vue

$$P = QR\frac{d}{2\mu},$$

dans laquelle il suffit de remplacer μ par sa valeur. Le moment d'inertie d'un arbre creux étant égal, comme on le sait, à la différence des moments de deux arbres pleins ayant respectivement pour diamètres les diamètres extérieur et intérieur du premier, on a

$$\mu = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$$

et par suite

$$P = QR\frac{32}{\pi}\frac{D}{D^4 - d^4}.$$

Si on se donne le rapport des deux diamètres, c'est-à-dire que l'on pose

$$d = mD,$$

il vient

$$P = \frac{32\,QR}{\pi D^3(1 - m^3)}$$

et par suite

$$D^3 = \frac{32}{\pi}\frac{QR}{P}\frac{1}{1 - m^3}.$$

serait facile de vérifier sur cette formule un résultat que l'on pouvait prévoir *à priori*, c'est que la section d'un tel arbre est moindre à égalité de résistance que celle d'un arbre plein, et que par conséquent il y a économie de matière ; c'est en poursuivant toujours dans cette voie-là que l'on a été amené à construire quelquefois des arbres en tôle.

Dans ce cas, il faut pouvoir déduire le diamètre de l'arbre de l'épaisseur de la tôle qu'on veut employer, ce qui est très-simple si l'on remarque que dans ce cas on a

$$d = D - 2e$$

et que par conséquent

$$m = 1 - \frac{2e}{D}.$$

Remplaçant m dans la valeur de D^3, il vient

$$D^3 = \frac{32}{\pi}\frac{QR}{P}\frac{1}{1 - \left(1 - \frac{2e}{D}\right)^3}$$

$$= \frac{32}{\pi}\frac{QR}{P}\frac{1}{1 - \left(1 - \frac{6e}{D} + \frac{12e^2}{D^2} - \frac{8e^3}{D^3}\right)};$$

et comme e est très-petit par rapport à D, que par conséquent e^2 et e^3 sont négligeables devant D^2 et D^3, on peut écrire

$$D^3 = \frac{32}{\pi}\frac{QR}{P}\frac{D}{6e}$$

ou

$$D^3 = 1,68 \frac{QR}{Pe}.$$

(**1030**) Dans le calcul précédent, nous n'avons pas tenu compte des forces qui peuvent donner aux arbres un mouvement de flexion et qui agissent presque toujours sur eux, dans la pratique, par suite de la tension des courroies, de la pression des dents d'engrenage, ou même simplement du poids des pièces, principalement lorsque les arbres sont très-longs : la prise en considération de ces efforts entraînerait des calculs assez compliqués ; aussi se borne-t-on souvent au calcul que nous venons de faire, la marge qu'on se donne dans la valeur du coefficient de sécurité suffisant généralement pour qu'on puisse les négliger, et l'on en tient seulement compte d'une façon approximative (à peu près de la même manière que pour le balancier) dans la *longueur* du tourillon ; on a donc soin que cette longueur soit suffisante pour que la pression ne tende pas à détruire trop rapidement par l'usure les surfaces frottantes, principalement lorsque la vitesse à la circonférence est un peu considérable ; c'est ainsi qu'on la proportionne généralement au diamètre, lequel est nécessairement en rapport avec la charge à laquelle il est soumis, et on prend L égal à 1,5 ou 2 D. Cependant, si l'arbre est assez long pour que les efforts de flexion soient un peu considérables, il ne sera plus permis de les négliger, et l'on aura une approximation suffisante en calculant les dimensions d'après la résultante R des deux fatigues R_t et R_f à la torsion et à la flexion.

Un tourillon est, comme on le voit, essentiellement court et mince, en vue de la diminution du frottement ; en revanche, les portées ou calages, particulièrement celles du volant et des premiers engrenages moteurs, seront grosses et longues, non-seulement pour s'assurer une solidité à toute épreuve, mais aussi pour obtenir, dans la pose, une très-grande précision ; on devra seulement remarquer que lorsqu'un arbre un peu long transmet la force en différents points de sa longueur, ces dimensions, aussi bien que

celles du corps de l'arbre, doivent être diminuées à chaque transmission qu'il effectue, de façon que le métal travaille à peu près partout également.

(**1031**) Enfin, il ne sera pas inutile, une fois le diamètre de l'arbre calculé, de s'assurer que l'angle total de torsion, d'une extrémité à l'autre, correspondant à l'effort maximum, n'est pas trop grand; il en résulterait en effet souvent, à cause de la variabilité des efforts, des variations dans le mouvement lui-même, qui pourraient offrir de graves inconvénients pour les engrenages, manchons d'accouplements, etc., etc. Le calcul de cet angle est fort simple. On a vu en effet au numéro 906 que l'angle de torsion était donné pour l'unité de longueur par la relation

$$\alpha = \frac{M}{\mu t}.$$

Remplaçant M et μ par leurs valeurs, il vient

$$\alpha = \frac{64\,QR}{\pi d^4 t},$$

et comme $P = \frac{QR}{\pi} \times \frac{16}{d^3}$,

$$\alpha = \frac{4P}{dt}.$$

L'angle de torsion serait donc, sur une longueur L,

$$\alpha_1 = \frac{4PL}{dt}.$$

Cette formule dans laquelle P représente la fatigue sur le contour de l'arbre et t le coefficient de torsion, permet de calculer la valeur de l'angle de torsion; elle suppose connue la fatigue que l'arbre doit supporter à la circonférence et par suite son diamètre, puisqu'on tire le second du premier, étant donné l'effort à transmettre.

Si, dans tel ou tel cas déterminé, la torsion calculée de la façon qu'on vient de voir paraissait trop considérable (il ne faut pas,

autant que possible, qu'elle dépasse $\frac{1}{4}$ de degré par mètre courant), on augmenterait légèrement le diamètre, en remarquant qu'il suffit d'une faible augmentation pour diminuer beaucoup la torsion dont l'expression contient le diamètre à la 4e puissance.

(**1032**) L'arbre en fer ou en acier est toujours rond, exactement tourné, et en métal de meilleure qualité possible ; comme nous l'avons dit, il est à peu près exclusivement employé aujourd'hui ; on y distingue en général successivement : la partie sur laquelle est calée la manivelle ; les coussinets du premier palier sur lequel l'arbre repose et la portée qui reçoit l'excentrique ; puis une portée libre, une autre de diamètre plus fort sur laquelle est calé le volant, et enfin le second palier et la dernière portée destinée à recevoir l'organe de transmission : sa structure est extrêmement simple, et lorsqu'il est sorti de la forge un simple tournage lui donne sa forme définitive.

Les arbres en fonte ne sont guère plus employés maintenant, (lorsqu'ils le sont), que pour les roues hydrauliques, parce que, dans ce cas, à cause du poids de la roue, l'arbre doit supporter des efforts non-seulement de torsion, mais aussi de flexion, très-considérables ; la fonte est donc naturellement indiquée, tant à cause de son plus bas prix que de la facilité que l'on éprouve à lui donner une forme plus appropriée à la résistance qu'elle doit offrir ; encore faut-il remarquer qu'ils tendent de plus en plus à être remplacés par les arbres en fer forgé, qui se fabriquent couramment avec des diamètres de $0^m,40$ à $0^m,50$ et des longueurs de 5 à 6 mètres : la question de sécurité domine ici celle du prix de revient.

Lorsque l'arbre est en fonte, il présente en général (fig. 459) un moyeu central cylindrique muni de quatre nervures avec ou sans rebords, disposées en croix et généralement à profil parabolique, pour se rapprocher de la forme du solide d'égale résistance ; en outre, il est bon de remarquer que les deux extrémités de l'arbre ne sont pas identiques et que si les deux tourillons sont généralement de même grosseur pour faciliter la pose, la portée de l'un des

tourteaux, celui du côté duquel se fait la commande, est plus grosse que celle de l'autre: on en comprend facilement la raison, quand on songe que le mouvement est transmis la plupart du temps par un engrenage fixé sur l'arbre à côté de la roue hydraulique proprement dite, et commandant un pignon monté sur un arbre indépendant : il en résulte une poussée latérale qui se fait presque totalement sentir sur celui des bouts de l'arbre qui correspond à l'engrenage.

Une autre disposition consiste à prolonger les nervures jusque sur la portée de calage du tourteau (fig. 460), mais en diminuant brusquement leur saillie au ras de sa partie intérieure, de façon à le faire appuyer contre le talon ainsi formé, et en ne leur laissant au droit du tourteau qu'un diamètre exactement égal à celui de l'alésage.

On a également fait des arbres en fonte creux ; ils sont principalement employés dans les roues hydrauliques de grand diamètre, dont l'aubage est réuni à l'arbre par plus de deux croisillons : dans ce cas, en effet, il est nécessaire d'adopter une disposition spéciale pour augmenter le moment d'inertie de l'arbre, et les nervures ne conviennent pas, parce qu'elles rendent trop difficile l'établissement des tourteaux intermédiaires destinés à les supporter.

La fabrication d'une pareille pièce présentant de grandes difficultés, tant à cause du creux qu'on est obligé de donner au tourillon, dont l'axe forme la portée nécessaire pour soutenir le noyau en sable pendant l'opération de la fonte, qu'à cause de la difficulté du centrage et de la nécessité de couler debout, pour éviter que le tourillon supérieur ne vienne *souffleux* à la fonte, on aime généralement mieux fondre l'arbre sans ses tourillons que l'on rapporte ensuite, et que l'on fait dans ce cas, soit en fonte (fig. 461), soit en fer (fig. 462). Leur tournage ne doit d'ailleurs jamais être achevé qu'après qu'ils ont été placés et parfaitement fixés, c'est-à-dire en mettant l'arbre tout d'une pièce sur le tour, afin de le rendre parfaitement concentrique avec ses tourillons.

(**1033**) Pour éviter d'une part le prix élevé auquel on est condamné par les arbres en fer, à cause des difficultés du forgeage d'une

pièce de grandes dimensions, pour le soustraire de l'autre aux chances de rupture que l'emploi de la fonte entraîne toujours avec elle, à cause de sa fragilité, on a essayé de faire des *arbres en tôle*.

Ils présentent sur les précédents l'avantage d'étaler, pour ainsi dire, toute la matière à la circonférence, ce qui donne d'excellentes conditions de résistance, et permet de visiter le dehors et le dedans du cylindre qui constitue l'arbre, de façon à constater directement les altérations, les détériorations de rivures, etc., et à y remédier immédiatement.

Les figures 463 à 465 représentent un arbre de cette espèce établi à Genève par M. Arthur Achard, pour la Société des Eaux du Rhône.

Il se compose d'un cylindre ou tambour, en tôle de 10 millimètres, ayant une longueur de plus de 5 mètres et un diamètre intérieur de $1^m,10$, divisé suivant sa longueur en trois segments réunis par des couvre-joints.

Chaque extrémité du tambour est bordée extérieurement d'une ornière dont l'aile saillante est dressée de manière que sa face lane soit située autant que possible dans un plan perpendiculaire 'axe, et puisse s'adapter à un *tourteau* ou *rosette* en fonte dont partie annulaire plane vient s'appliquer contre elle, tandis que sa rtie cylindrique entre à frottement juste, sur une longueur de centimètres, dans l'intérieur du tambour : le tout est assujetti moyen de boulons.

Les rosettes en fonte sont elles-mêmes traversées par les touril-ns, qui sont prolongés jusqu'au milieu du tambour et réunis tre eux au moyen d'un gros écrou de fonte taraudé à filets con-riés, et destiné tant à opérer un serrage énergique qu'à forcer deux tourillons à bien se mettre dans le prolongement l'un de utre.

Ces tourillons sont en fer fin.

Quant aux croisillons, au nombre de trois, ils sont fixés, les croi-sillons extrêmes, sur les parties annulaires des rosettes en fonte; les croisillons intermédiaires, entre les cornières qui se trouvent à l'extérieur du tambour, au droit des couvre-joints : ces derniers

pourraient peut-être être supprimés en reliant entre eux, au moyen de tirants, les croisillons extrêmes et l'aubage.

Cet arbre offre un bon exemple d'utilisation de la tôle dans la construction des roues hydrauliques, et se distingue notamment par la rigidité parfaite assurée au système, et la solidarité établie entre les tourillons, le tambour et les croisillons au moyen des rosettes en fonte qui relient toutes ces pièces entre elles.

(**1034**) Dans la plupart des cas où l'on emploie des arbres en fonte ou en tôle, et pour les mêmes motifs, on peut aussi employer des arbres en bois ; ces derniers, naturellement beaucoup plus gros et plus massifs que les précédents, offraient autrefois l'avantage d'un prix beaucoup moindre : mais la cherté toujours croissante de cette matière et sa faible durée relative les font peu à peu abandonner.

Pour les arbres de petite ou moyenne dimension, on se sert en général du tronc d'un arbre très-régulier, de grosseur convenable, que l'on taille de façon à lui donner une section polygonale, mais auquel on laisse sa forme de tronc de pyramide : l'on place l'engrenage au gros bout, c'est-à-dire du côté des racines, parce que c'est là que l'arbre est soumis aux plus grands efforts de torsion.

On a fait aussi, autrefois, dans le cas d'arbres très-gros, des pièces composées de douves juxtaposées, à noyau plein ou vide, parfaitement serrées et frettées ; on peut dire que le noyau plein, qui paraît au premier abord augmenter la résistance, y nuit, au contraire, en empêchant le serrage complet des douves, et que son emploi doit en conséquence être évité.

Il est évident qu'à cause de la résistance relativement faible du bois, il est impossible de former les tourillons avec les extrémités mêmes de l'arbre, parce que les tourillons seraient trop minces eu égard à la résistance, ou que, s'ils étaient gros, le frottement serait trop considérable ; on les fait donc en fonte ou en fer, en les rapportant. Cet assemblage est assez délicat, mais on est parvenu à le faire dans de très-bonnes conditions : nous allons en donner deux exemples.

Le premier (fig. 466) est celui d'un tourillon venu de fonte avec

un manchon cylindrique qui entoure l'extrémité d'un arbre à huit pans : ces pans sont garnis de plaques de fer sur lesquelles s'appuient des vis de pression, munies d'écrous et contre-écrous, qui servent à centrer et à serrer la boîte du tourillon : ce serrage peut être complété par des cales en bois dur.

Le second (fig. 467) est celui d'un tourillon à ailettes. Ces ailettes, au nombre de quatre, un peu *en dépouille*, ont leur corps prolongé par une queue cylindrique qui s'engage à force dans un trou de même forme, mais un peu plus profond, pratiqué dans l'intérieur de l'arbre, et aussi bien centré que possible, de manière à assurer le mieux possible la direction du tourillon : le diamètre des ailes étant plus petit que celui de la fusée conique et frettée de l'arbre, les frettes, placées à chaud, serrent sur le bois d'une manière régulière sans rencontrer les ailes en fonte.

On remarquera encore que les tourillons pourraient très-difficilement être parfaitement centrés à la pose ; aussi doit-on seulement les dégrossir ; mais une fois qu'ils auront été non-seulement logés dans les entailles pratiquées dans l'arbre, mais encore frettés et calés au long des ailes de manière à ne former avec l'arbre qu'un seul tout, on montera la pièce sur un tour de longueur suffisante, comme s'il s'agissait d'un arbre en fonte ou en fer ordinaire, et on procédera à leur tournage et à leur rodage définitif; leur alignement exact sera ainsi parfaitement assuré.

Roues hydrauliques.

(**1035**) Les arbres en bois sont, comme nous l'avons dit plus haut, et étaient surtout employés dans la construction des roues hydrauliques : l'importance de ces organes, dont la théorie et les dispositions d'ensemble ont été examinées en détail dans le premier volume de cet ouvrage, et dont on vient de voir un exemple à propos des arbres en tôle, ne rend pas inutile la description des détails, très-ingénieux et très-bien compris en général, auxquels leur construction a donné lieu dans la pratique.

Il y a lieu de distinguer, dans les roues hydrauliques, la *cou-*

ronne, qui reçoit le mouvement de l'eau ; puis les *tourteaux*, les *bras* et quelquefois les *tirants*, qui servent à le transmettre à l'arbre.

Les *tourteaux*, qui sont au nombre de deux, un à chaque extrémité, lorsque la roue n'est pas très-large, mais peuvent aller jusqu'à quatre, cinq, et même six dans le cas de grandes dimensions, sont généralement en fonte; on les cale sur l'arbre comme nous l'expliquerons plus loin ; leur forme est éminemment variable ; elle se compose essentiellement du moyeu et des branches qui l'entourent, au nombre de quatre, huit et même davantage, suivant le diamètre de la roue, branches qui forment chacune une boîte à peu près rectangulaire à trois côtés, dans laquelle vient se loger le bras.

Ces *bras* sont en bois ou en métal : si nous prenons comme exemple la *roue à aubes planes*, nous verrons qu'on les fait généralement en bois de chêne, emboîtés, comme nous venons de le dire, par une extrémité, dans le tourteau, où ils sont fixés par deux boulons à écrous (fig. 468) ; ils sont retenus premièrement par leur forme, non pas absolument rectangulaire, mais légèrement trapézoïdale, puis par les deux boulons, et enfin par un petit rebord *o* ménagé dans la branche du tourteau.

L'autre extrémité du bras est taillée en forme de tenon, et assujettie dans la mortaise pratiquée sur la couronne de la roue, au moyen d'une bride ou étrier de fer méplat, reliée au bras par une clavette légèrement conique, et munie en général de deux contre-clavettes à talon qui opèrent un serrage énergique (fig. 469).

Les couronnes, en même nombre que les tourteaux, sont composées d'un certain nombre de cintres dont les joints d'assemblage se trouvent entre les bras (fig. 470) ; on chasse au milieu une languette qui leur est perpendiculaire, et on incruste des deux côtés une plate-bande de fer méplat, garnie à son extrémité d'un talon entaillé dans le bois, et percée de trois trous, deux circulaires pour laisser passer les boulons qui doivent l'assujettir à l'un des cintres de la couronne, l'autre rectangulaire, destiné à laisser passer la clavette qui opère la jonction et le serrage avec le cintre voisin.

Les *coyaux* sont des pièces fixées dans la couronne de la roue et destinées à soutenir les aubes : on doit éviter de les placer au droit

des joints de la couronne, et leur nombre doit par conséquent être divisible par celui des bras.

Ces coyaux sont en général fixés de façon que l'un de leurs côtés, celui contre lequel s'appuie l'aube, soit situé dans le prolongement du rayon ; leur tenon ayant une largeur assez faible, puisqu'il doit passer dans la couronne, il est nécessaire de les ajuster avec beaucoup de soin et de les vérifier de temps en temps ; un coin en bois les retient et les assujettit.

Enfin, les aubes, que l'on fait généralement en orme ou mieux en chêne, sauf la planche du devant qu'on préfère faire en bois tendre, pour qu'elle cède plus facilement en cas de choc dû à un corps étranger, sont fixées aux coyaux au moyen de deux ou plusieurs boulons à écrous, et prolongées d'abord par les premières contre-aubes, inclinées sur elles à 45°, et destinées à diriger le mouvement de l'eau ; puis par les secondes, qui sont clouées sur la circonférence de la roue : nous entrons dans tous ces détails, non-seulement pour bien faire connaître la roue dont nous parlons, mais encore pour la donner en exemple comme modèle de construction très-bien entendue : il est rare, en effet, lorsqu'une roue de ce genre a été bien exécutée, que l'on ait besoin de la réparer avant plusieurs années de marche.

(**1036**) Comme second exemple de roues en bois de construction bien comprise, nous citerons les *roues à augets* de grand diamètre et de faible largeur, destinées à utiliser une chute de hauteur considérable, mais d'un volume d'eau assez faible : le diamètre de la roue est par conséquent très-grand relativement à sa largeur. On ne s'applique donc plus à rendre les tourteaux exactement perpendiculaires à l'axe de la roue, mais on les rend, au contraire, légèrement convergents, afin d'avoir sur l'axe une assise plus solide.

Les bras, en chêne, sont fixés par l'une de leurs extrémités aux tourteaux, et assemblés à l'autre avec les joues de la couronne : mais comme leur longueur est considérable, on les consolide par des croix de Saint-André, qui d'un côté s'assemblent dans les bras à tenon et mortaise avec embrèvement, de l'autre sont ajustées dans des boites ménagées au préalable à l'intérieur des tourteaux ; des

traverses en chêne, serrées fortement par des clefs, s'appuient contre le bout de ces croix et servent à les consolider.

Les deux joues de la couronne se composent de parties assemblées à mi-bois, fixées par des vis, puis reliées et serrées entre elles par un cercle ou bandage en fer; sur leurs bords intérieurs vient se clouer la fonçure en chêne qui ferme les augets à l'intérieur; les cloisons sont faites du même bois que la couronne, c'est-à-dire en chêne, et leur assemblage avec les joues a lieu au moyen d'entailles dans lesquelles elles sont maintenues par des entretoises en fer.

(**1037**) On peut enfin construire aussi des roues hydrauliques entièrement en métal; et nous pouvons en citer trois exemples, remarquables à divers titres, au point de vue de leur construction : ce sont les roues de *Wesserling*, de *Sèvres*, et de *Guérigny*.

La *roue de Wesserling*, déjà examinée dans le premier volume de cet ouvrage et représentée figure 62, peut servir de type pour une roue en métal destinée à utiliser une chute d'assez faible hauteur (4 mètres à $4^m,50$), mais ayant un assez grand volume d'eau. On a vu que l'arbre était en fonte, la fonçure et les augets en tôle.

On doit remarquer principalement dans cette roue la double série de tirants obliques en fer qui, partant du milieu de la fonçure, aboutissent aux tourteaux des deux embrassures, roidissant ainsi le système et lui donnant l'invariabilité de forme propre aux assemblages triangulaires.

De plus, elle offre l'avantage de reporter au voisinage des tourillons la totalité du poids de la roue et de l'eau qu'elle contient pendant la marche.

La *roue de Sèvres* diffère de la précédente comme but, comme disposition générale et comme construction (fig. 471 à 473).

Elle en diffère comme but, parce qu'elle est destinée à utiliser une chute de moindre volume, mais de hauteur notablement plus grande; l'accroissement de poids qui devait résulter de cette grande valeur de diamètre a suggéré l'idée de munir intérieurement la couronne même de la roue de la denture qui devait actionner le pignon de l'arbre de transmission; il résulte de cette disposition que l'axe fatigue très-peu par torsion, et qu'on pourrait même sup-

primer complétement cette fatigue en plaçant, comme on le fait quelquefois, la jante de l'engrenage au milieu même de la largeur de la roue.

La combinaison mécanique ingénieuse qui constitue le mérite de ce système lui a fait donner le nom de *roue à suspension*.

Comme détail de construction, les bras de fonte sont supprimés, la nature des efforts que doit supporter la roue les rendant inutiles, et l'armature tout entière se compose de tirants non rigides, les uns normaux à l'arbre, les autres obliques, et tenant cette fois en projection horizontale, non plus seulement la moitié de la largeur de la roue, mais toute cette largeur : les bras normaux sont accrochés par des têtes en forme de T dans des cavités ménagées à l'intérieur des couronnes en fonte, et rattachées aux tourteaux par le moyen d'écrous qui viennent s'engager sur leur extrémité préalablement filetée, ce qui permet de leur donner une tension énergique : les autres sont munis d'écrous à leurs deux extrémités.

On remarquera encore sur le dessin : premièrement la forme des tourteaux, appropriée aux tirants qui doivent s'y fixer ; secondement, les couronnes en fonte, formées chacune d'un certain nombre de segments, et sur la face intérieure desquelles ont été ménagés : en premier lieu un petit rebord saillant pour recevoir la *fonçure*, puis des nervures de même saillie ayant exactement la forme des augets qui s'y trouvent boulonnés (fig. 472) ; enfin, la couronne dentée fondue également en un certain nombre de segments, appliqués contre l'une des joues et reliés entre eux par des boulons.

Une disposition qu'il n'est pas inutile de considérer, parce qu'elle montre combien on s'est appliqué à ne pas transmettre d'efforts inutiles et à localiser pour ainsi dire la fatigue, consiste dans le petit artifice suivant.

L'on a eu soin de garnir les extrémités de chaque segment d'une nervure et d'une patte qui, butant contre les talons venus de fonte avec la joue de la couronne, ont pour effet de soustraire complétement les boulons à l'effort transmis par la denture.

Enfin nous examinerons encore la roue à augets dite *de Guérigny* (fig. 475), entièrement composée de tôle et de fer plat.

Les bras ont ici à résister à l'effort tangentiel, et par conséquent

l'arbre travaille à la torsion, le premier engrenage étant généralement séparé de la roue hydraulique par un gros mur; par conséquent, indépendamment de leur forme plate très-rationnelle, qui augmente leur moment d'inertie et par conséquent leur résistance dans le sens de l'effort, on a soin de les relier vers le milieu de leur longueur par deux sortes de chaînages.

L'un, composé de barres de fer plat terminées à chaque bout par un œil, forme un polygone concentrique à la roue et fortifiant les bras dans le sens de l'effort tangentiel.

L'autre est composé de boulons parallèles à l'arbre et passant dans les boucles des barres ci-dessus, destinés à empêcher le voilement ou flambement des bras dans le sens longitudinal.

La couronne se compose de deux séries de segments réunis entre eux, soit en *hâtant* de son épaisseur l'un des segments à réunir (fig. *a*), soit en joignant ou accolant les deux segments bout à bout, et les assemblant par une plate-bande ayant dans le sens du rayon toute la largeur des jantes, et rivée avec l'une et avec l'autre (fig. *b*).

Quant aux *aubes*, elles se font également en tôle, et sont assemblées sur les couronnes, dans la figure 475, au moyen de goussets cintrés en fonte : mais cette intervention de la fonte doit être blâmée ici ; il convient d'employer des cornières en fer cintrées *à la demande* des aubes courbes, et rivées à la fois sur les couronnes et sur les aubes.

(**1038**) Ces exemples, que l'on pourrait multiplier à l'infini, suffisent pour montrer de quelle façon rationnelle on peut construire une roue hydraulique, c'est-à-dire une pièce cylindrique de grand diamètre, composée d'une couronne qui reçoit la force, puis de bras et d'un moyeu qui la transmettent à l'arbre, cet organe étant d'ailleurs supposé marcher à une vitesse relativement peu considérable..

Il n'en est pas de même des volants, que l'on peut rapprocher d'eux à cause de leur forme, mais dont la vitesse est beaucoup plus grande et la fonction toute différente.

Volant.

(**1039**) Appliqué aux machines à vapeur pour régulariser leur vitesse, qui tend le plus habituellement à varier par suite des inégalités successives des efforts moteur et résistant, le *volant*, comme on l'a déjà vu aux n°s 19, 20, 627, emmagasine, lorsque la puissance dépasse la résistance, une certaine quantité de travail qu'il rend plus tard, lorsque la résistance, à son tour, vient à dépasser l'effort de la machine (fig. 477).

Les trois parties principales du volant sont, comme pour une roue, la *jante*, les *bras* et le *moyeu*.

(**1040**) La *jante* ou *couronne* n'a d'autre effort à supporter que la force centrifuge, souvent fort considérable, il est vrai, à cause de la grande vitesse imprimée à l'organe; cette force tend à séparer deux moitiés quelconques symétriques du volant suivant le diamètre qui les unit.

Soit AB ce diamètre (fig. 478); pour avoir l'expression de la force, considérons dans le volant deux diamètres très-voisins ab, $a'b'$, faisant entre eux un angle $d\alpha$, et deux surfaces cylindriques de rayon intermédiaire entre les deux rayons maximum et minimum de la jante, soit r et $r + dr$.

Le solide élémentaire ainsi découpé dans l'intérieur de la couronne d'épaisseur l sera :

$$rd\alpha \times dr \times l$$

et si nous appelons δ la densité du métal qui la compose, nous aurons pour expression de sa masse :

$$\frac{rd\alpha \times dr \times l \times \delta}{g}$$

et pour celle de la force centrifuge qui tend à la projeter suivant le rayon :

$$\frac{rd\alpha \times dr \times l \times \delta}{g} \times \omega^2 r = \frac{\delta}{g}\omega^2 l r^2 dr d\alpha$$

On obtiendra sa composante perpendiculaire au plan de rupture, c'est-à-dire celle qui tend à séparer les deux moitiés du volant, en multipliant cette expression par sin α, et enfin, la somme de ces composantes situées d'un même côté du diamètre AB sera :

$$\frac{\delta}{g}\omega^2 l \int_{r=R}^{r=R'} \int_{\alpha=0}^{\alpha=\pi} r^2 dr \sin \alpha d\alpha,$$
$$= \frac{\delta}{g}\omega^2 l \frac{R'^3 - R^3}{3}$$

C'est à cette force, et à une autre force égale s'exerçant de l'autre côté du diamètre, que la résistance des deux sections de la jante doit faire équilibre : on doit donc avoir :

$$2(R' - R)lP = 2\frac{\delta}{g}\omega^2 l \frac{R'^3 - R^3}{3}.$$

On tire de là pour la fatigue

$$P = \frac{\delta}{3g}\omega^2 \frac{R'^3 - R^3}{R' - R}$$
$$= \frac{\delta}{3g}\omega^2 (R'^2 + RR' + R^2)$$

Si on appelle ρ le rayon moyen de la jante, 2 e son épaisseur suivant le rayon, on a :

$$R' = \rho + e$$
$$R = \rho - e$$

et par suite :

$$R'^2 = \rho^2 + 2e\rho + e^2$$
$$R^2 = \rho^2 - 2e\rho + e^2$$
$$RR' = \rho^2 - e^2$$

d'où

$$P = \frac{\delta}{g}\omega^2 \rho^2 \left\{1 + \frac{e}{3\rho^2}\right\}$$

On peut voir sur cette formule que, pour un même rayon moyen, une roue à jante mince fatigue moins qu'une roue pleine, puisque, dans ce dernier cas, P est beaucoup plus considérable : il n'en est pas de même bien entendu pour un même rayon extérieur;

car alors on peut poser $e = R$, et par conséquent les fatigues sont dans le rapport

$$\frac{\omega^2 R^2}{\frac{\omega^2 R^2}{4}\left(1+\frac{1}{3}\right)} = 3$$

La fatigue est trois fois plus grande dans un cas que dans l'autre.

Les volants se font habituellement à jante peu épaisse relativement à leur rayon en vue d'une meilleure utilisation de la matière : dans ce cas, e étant petit relativement à ρ, on voit que la quantité $\frac{e^2}{3\rho^2}$ est tout à fait négligeable vis-à-vis de l'unité, et on aura :

$$P = \frac{\delta}{g}\omega^2\rho^2.$$

La fatigue croît donc rapidement avec la vitesse de rotation et le rayon de la jante.

Soit H la hauteur génératrice de la vitesse V ou $\omega\rho$ du volant à sa circonférence, donnée par la ralation.

$$V = \omega\rho = \sqrt{2gH}$$

on a

$$P = 2\delta H.$$

La jante du volant éprouve donc une fatigue égale à celle qu'éprouverait, sous son propre poids, un prisme de même densité qu'elle et d'une longueur égale au double de la hauteur génératrice de sa vitesse.

Prenons pour exemple un volant dont la jante est animée d'une vitesse de 30 mètres par seconde : on a alors

$$H = \frac{30^2}{2g}$$

ou sensiblement 45 mètres,
et comme $\delta = 7200$, il vient par millimètre carré

$$P = 0^k,648.$$

On aurait de même, pour une vitesse de 50 mètres, $1^k 8$ par

millimètre carré, pour une vitesse de 100 mètres, 7^{k}2 par millimètre carré.

Mais on n'atteint jamais ces grandes vitesses, et on ne dépasse même pas dans la pratique 25 à 30 mètres par seconde, parce que la jante n'est généralement pas continue, et qu'aux points de jonction des divers morceaux se trouvent des points de plus faible résistance ; or, la rupture du volant est un accident extrêmement dangereux par suite des projections de pièces très-lourdes et animées d'une grande vitesse dans toutes les directions : il faut donc l'éviter à tout prix.

(**1041**) L'inertie de la jante du volant, qui oppose aux variations de vitesse une très-grande résistance, développe dans les *bras* des réactions qui les soumettent à des efforts de flexion assez considérables.

On peut considérer ces bras comme des solides encastrés à une de leurs extrémités, et tendant à fléchir sous l'action de forces appliquées à l'autre ; on aura donc :

$$\frac{E\mu}{\rho} = Q(R - x)$$

$$E\frac{v}{\rho} = P = Q(R - x)\frac{v}{\mu}$$

et au point de fatigue maximum, au ras du moyeu :

$$E\frac{v}{\rho} = QR\frac{v}{\mu}$$

Mais il faut calculer QR.

Or, en désignant toujours par ω la vitesse et par $\frac{d\omega}{dt}$ l'accélération angulaire, l'accélération d'un point de la jante sera

$$r\frac{d\omega}{dt}$$

et le moment de la force qu'elle applique au bras

$$mr\frac{d\omega}{dt} \times r.$$

La somme de ces actions $\int mr^2 \frac{d\omega}{dt}$ ou $\mu \frac{d\omega}{dt}$ doit être égale au moment de la force Q qui produit l'accélération divisé par le nombre de bras : mais à cause de l'inégale répartition possible des pressions, et pour être dans des conditions de sécurité excellentes, on opère comme si un seul bras devait résister à l'effort.

On pose donc

$$\mu \frac{d\omega}{dt} = QR.$$

Il semblerait par là que Q dépend de μ et varie avec lui : il n'en est rien en réalité, parce que $\frac{d\omega}{dt}$ et μ varient, toutes choses égales d'ailleurs, en raison inverse l'un de l'autre. En effet, on tire de cette équation, en multipliant les deux termes par ω :

$$QR\omega dt = \mu\omega d\omega$$
$$= \frac{1}{2} d(\mu\omega^2)$$

La quantité $\frac{1}{2} d(\mu\omega^2)$ est la demi-variation de force vive du volant, égale, comme on sait, à l'excès du travail moteur sur le travail résistant : on a donc :

$$QR\omega dt = d(T_m - T_r)$$

Or $T_m - T_r$ ne dépend aucunement de la masse du volant, mais seulement de la constitution géométrique du système : donc Q ne dépend pas de μ.

On peut du reste obtenir sa valeur facilement, dans chaque cas particulier, quand on connaît la combinaison cinématique qui régit le système.

Prenons pour exemple une machine à vapeur à double effet : en appelant Q' la puissance agissant sur une manivelle de rayon R', Q'' la résistance agissant sur un rayon R'', on aura (fig. 479)

$$dT_m = Q'R' \sin \alpha d\alpha$$
$$dT_r = Q''R''d\alpha.$$

et par conséquent, en observant que $\omega\, dt = d\alpha$.

$$QR = Q'R' \sin \alpha - Q''R''$$

Cette équation donne la valeur de Q à un moment donné, pour une valeur spéciale de l'angle α : son maximum sera obtenu pour $\sin \alpha = 1$. et on aura alors :

$$QR = Q'R' - Q''R''$$

Q sera donc nul pour

$$Q'R' \sin \alpha = Q''R''.$$

Si la machine est à régime permanent, ou, en d'autres termes, si pour un tour entier de l'arbre le travail moteur et le travail résistant sont égaux, on aura :

$$Q' \times 4R' = Q'' \times 2\pi R''$$

d'où

$$Q'R' = \frac{\pi Q''R''}{2}$$

Ce qui donne au point mort, pour $\alpha = 0$:

$$QR = -Q''R''$$

et à 90° du point mort, pour $\alpha = 90°$.

$$QR = Q''R''\left(\frac{\pi}{2} - 1\right)$$
$$= 0,57\, Q''R''.$$

C'est donc le maximum négatif qui est le plus grand en valeur absolue : l'accélération du volant, qui est proportionnelle à la force Q, atteint son maximum lorsque la manivelle est en A, son minimum lorsqu'elle est à 90° de cette première position, en B ; tandis qu'au contraire la fatigue des bras, qui est proportionnelle à la valeur absolue de cette même force, est maximum en B, devient nulle, puis change de sens et redevient maximum en passant par A etc.

On pourrait mettre la quantité QR sous une autre forme plus usitée : on observe en effet que $Q''R''$ est déterminé, puisque la

machine doit fournir une certaine quantité de chevaux C, et qu'en égalant les deux expressions différentes du même travail, on a :

$$2\pi Q''R'' = 75 \times 60 \times C$$

d'où

$$Q''R'' = \frac{75 \times 60}{2\pi} \frac{C}{n}.$$

Il vient donc, pour expression de la valeur maximum de QR :

$$QR = \frac{75 \times 60}{2\pi} \frac{C}{n}$$
$$= 715 \frac{C}{n}.$$

Prenons des exemples numériques pour fixer les idées :

Soit une machine de 100 chevaux, faisant 60 tours à la minute, et dont le volant a un rayon de 4 mètres.

On a :

$$C = 100$$
$$n = 60$$
$$R = 4$$

et remplaçant dans la valeur de QR, il vient

$$QR = 1200.$$

La fatigue est peu de chose.

Soit encore

$$C = 1500$$
$$n = 60$$
$$R = 4$$

Alors $QR = 17\,800$: c'est beaucoup plus considérable.

Il est bon de remarquer que la fatigue des bras ne dépend aucunement de la jante, et que les mêmes bras peuvent porter indifféremment une jante de 1200 kilogrammes et une de 12 000 kilogrammes.

Quant à leur longueur, de laquelle dépend le diamètre du volant, elle est théoriquement arbitraire : on prend celle qui convient le mieux eu égard à l'emplacement que la machine doit occu-

per, sans atteindre la limite où la vitesse à la circonférence serait trop considérable.

Cette vitesse qui peut à la rigueur, comme nous l'avons dit, aller à 30 mètres par seconde, doit se maintenir en général entre 12 et 15 mètres au plus : dans la pratique, on prend souvent le diamètre égal de 3 à 4 fois et demie la course du piston.

(**1042**) La théorie précédente étant bien comprise, on en déduira immédiatement la manière de calculer les dimensions d'un volant. Partant de la force de la machine proposée, qui est naturellement connue d'avance, et de la vitesse à laquelle elle doit marcher d'habitude, on prendra un diamètre, et par conséquent une longueur de *bras*, tels que la vitesse de la jante ne soit pas trop considérable et se maintienne dans les limites indiquées plus haut : on calculera la section de ces bras comme nous l'avons vu, par la formule

$$E\frac{v}{\rho}=QR\frac{v}{\mu}$$

dans laquelle on fera $QR = 715\frac{C}{n}$; enfin on passera à la jante, dont on aura la fatigue par l'équation

$$P=\frac{\delta}{g}\omega^2\rho^2$$

d'où l'on déduira immédiatement la valeur de la section, étant donnée la résistance du métal.

(**1043**) Il ne sera pas inutile, pour une pièce aussi importante que le volant, d'ajouter quelques détails pratiques sur la manière dont il est construit.

Le volant doit former un cercle parfait, rigoureusement centré, exempt de *gauche*, et présentant à l'air le minimum de surface résistante; suivant ses dimensions, il est fondu d'une seule pièce ou composé de plusieurs pièces assemblées.

Si l'on adopte la première manière d'opérer, on a l'habitude de couper la jante entre chaque bras dans le moule même, précaution

sans laquelle ceux-ci s'en sépareraient après la coulée, par suite de leur refroidissement plus rapide. D'autres fois c'est le moyeu que l'on divise ainsi, sauf à y revenir plus tard, et, au moyen d'une seconde coulée partielle, ajuster les parties séparées; mais ce procédé n'est guère employé que pour les réparations.

Pour un très-grand volant, il n'est plus possible d'employer cette méthode : on coule alors séparément, d'un côté, la jante en plusieurs parties, quatre, six, ou huit, en général; de l'autre, les bras ainsi que le moyeu; puis on assemble le tout, soit par des entailles à mi-épaisseur, solidement réunies par des boulons et fixées par des goujons intérieurs (fig. 480); soit par des assemblages à queue d'hironde (fig. 481).

Quel que soit le système adopté, la *jante* présentera en général, indépendamment de sa section rectangulaire, quelques moulures de peu de saillie sur les deux faces latérales, et, sur la face intérieure, un demi-tore destiné à faciliter le raccord des bras.

Les *bras* seront ou à section elliptique, avec le grand axe dans le plan du volant, ayant habituellement une longueur double du petit axe, ou à section évidée, avec nervures éloignées de l'axe neutre; ils seront raccordés à la jante par des congés à grand rayon, et souvent munis de moulures dans la partie la plus rapprochée du moyeu, de manière à prendre une section cruciforme.

Le *moyeu* se composera d'un noyau cylindrique, accompagné de très-forts congés, ainsi que d'un demi-tore pour le raccord des bras : il sera bon de fretter à chaud pour lui donner plus de résistance, ce qui n'est pas inutile, à cause des grands efforts qu'il a souvent à supporter dans les variations brusques de l'effort à vaincre, et on lui donnera une portée et un diamètre égaux au moins au double du diamètre de l'arbre.

Une fois terminé, le volant doit de plus, et c'est une condition essentielle de bon fonctionnement, être parfaitement centré; comme la forme de cet organe est exactement symétrique par rapport à son centre, il remplit en général cette condition; mais l'action exercée sur lui par la manivelle, et les forces auxquelles cette dernière est soumise, constituent un *lourd* auquel il est indispensable de faire contre-poids; on parvient assez facilement à ce résultat, soit en rem-

plissant de plomb une cavité ménagée à cet effet dans la jante sur le même diamètre que la manivelle, mais à l'extrémité opposée; soit en laissant simplement du même côté une cavité libre ou garnie par un morceau de bois.

Nous avons implicitement supposé, dans tout ce qui précède, que le volant n'avait pas d'autre office à remplir que celui de régulateur: dans ce cas, la surface extérieure de la jante est lisse, quoique non tournée. Si, comme cela arrive quelquefois, le volant doit constituer lui-même le premier engrenage de transmission, rien n'est changé à ce que nous avons dit sur l'office de régulateur que le volant a à remplir, et la seule différence consiste en ce que la jante est munie de dents, fondues avec elle si la denture est en fonte, rapportées si elle est en bois. Nous renvoyons pour les détails à l'étude des engrenages qui sera faite plus loin.

Dans d'autres cas, le volant constitue lui-même une grande poulie de commande; dans ce cas, sa surface cylindrique est tournée, en général avec un léger bombement pour recevoir la courroie motrice.

(**1044**) Il nous reste encore à faire voir comment le *volant* est ajusté sur l'arbre; et ce que nous allons dire peut s'appliquer, avec quelques légères modifications, aux engrenages, poulies et pièces analogues montées sur un arbre comme le volant.

Cet ajustage se fait généralement par voie d'*alésage* et de *tournage*, par la raison très-simple que ces deux opérations constituent les façons les plus économiques de toutes : de là l'abandon à peu près complet de certaines formes d'arbres en fonte, telles que celle de la figure 460, que nous avons déjà vue.

Supposons donc, car c'est le cas général, que le moyeu, alésé cylindriquement, d'une pièce destinée à entraîner l'arbre qui le porte ou à être entraînée par lui, soit ajusté exactement sur cet arbre, auquel un tournage bien fait a donné une forme cylindrique exacte; on emploiera, pour effectuer cet entraînement, l'un des deux modes suivants :

On fera un *plat* à l'arbre, et, sur ce plat, on chassera une cla-

vette dans l'entaille pratiquée au préalable sur la partie interne du moyeu;

Ou bien encore, on fera sur l'arbre et le moyeu une ou plusieurs entailles correspondantes, dans lesquelles pénétreront des clefs fixes ou nervures.

Le premier mode sera employé pour les arbres de petite dimension, transmettant des forces peu importantes.

Le deuxième conviendra dans le cas contraire, et on le complétera, s'il y a lieu, pour les arbres très-gros, par l'emploi de vis de pression.

Enfin, on peut aussi se passer de clefs ou de clavettes, soit en alésant très-juste le moyeu de la pièce à caler, en lui donnant seulement un peu d'entrée, puis en l'enfonçant de force à l'aide d'une presse hydraulique, ce qui suppose les surfaces en contact en fer ou en acier doux; soit en effectuant le serrage à chaud, c'est-à-dire en chauffant le moyeu et le faisant serrer sur l'arbre par l'effet du refroidissement.

C'est par ces procédés que se fait généralement le calage des manivelles sur l'arbre, des roues de wagons sur leurs essieux, et des bandages sur les roues.

Enfin, dans le but d'éloigner le clavetage le plus possible de l'arbre sans donner à ce dernier un poids trop considérable, on adopte quelquefois l'arbre creux, ce qui a l'avantage de diminuer l'effort des clavettes.

(1045) Les artifices précédents s'appliquent aux arbres en métal; mais pour les roues hydrauliques, où l'emploi des arbres en bois est assez fréquent, il n'est plus possible de recourir aux mêmes procédés.

La figure 467 donne un exemple d'une disposition assez fréquemment employée, et qui consiste à fixer un engrenage sur une roue en bois au moyen de vis de pression qui appuient, au nombre de deux sur chaque pan, par l'intermédiaire de fortes plaques en fer.

Mais ces vis, au lieu d'être définitivement placées à demeure. comme dans l'exemple précédent, peuvent être simplement provisoires et servir seulement à opérer le calage définitif.

Dans ce cas, elles traversent des oreilles ménagées sur la moitié seulement des pans du moyeu (fig. 482), dont le diamètre est sensiblement plus considérable que celui de l'arbre; et une fois qu'elles ont été réglées de manière que ce moyeu puisse être centré et dégauchi, on opère le calage définitif sur la seconde moitié des pans qui n'est pas munie de vis.

Pour cela, on a eu soin de débiter préalablement en forme de coin des cales de bois sec et dur, que l'on dispose deux par deux en sens contraire, et que l'on serre à force l'une sur l'autre entre l'arbre et le moyeu, en les maintenant au moyen de petits tasseaux *t*, provisoirement cloués sur l'arbre. En opérant ainsi sur quatre côtés, et admettant que la section de l'arbre soit octogone, on obtient la disposition de la figure *c*, et l'on se trouve ainsi avoir calé le moyeu par les quatre pans qui ne correspondent pas aux vis, mais sans l'avoir dérangé de sa position primitive.

On peut, en conséquence, enlever à ce moment les vis du calage provisoire et les remplacer par quatre paires de cales pareilles aux précédentes, puis retirer les tasseaux *t* et compléter la garniture par seize paires de cales alternatives qui rempliront tous les vides.

L'opération est alors finie, du moins dans ce qu'elle a de délicat, car il ne s'agit plus que de rogner ou araser les extrémités des cales qui dépassent le moyeu de chaque côté, et de recouvrir les cales par des tasseaux ou *chanlattes* C, C, fixées à l'arbre à l'aide de forts clous.

(**1046**) Les exemples que nous venons de donner sont, comme on l'a vu, tirés des principales pièces de machines; nous aurions pu en prendre beaucoup d'autres, mais ce que nous en avons vu suffit pour donner une idée de la marche à suivre dans les calculs de résistance.

Après avoir, suivant les règles que nous avons posées dans le commencement du cours, choisi un type de machine et établi une combinaison cinématique des divers organes, on recherchera, en les réduisant à un système simple et approché, les forces en jeu sur chaque pièce, et on tiendra compte, s'il y a lieu, des forces accessoires, qui souvent prennent une importance capitale, comme dans

le cas de l'inertie; nous disons à dessein *approché*, parce que les erreurs faites dans l'approximation sont d'un ordre de grandeur inférieur aux variations des coefficients d'élasticité, de rupture et de sécurité.

On calculera ensuite, comme nous l'avons vu dans ce chapitre, les dimensions de la pièce considérée, en se donnant un certain coefficient de sécurité, déterminé par des considérations spéciales; et c'est dans le choix de ce coefficient que se feront surtout reconnaître le discernement, l'habileté, le sens pratique de l'auteur du projet, pour concilier l'économie, la durée, la solidité, l'importance plus ou moins grande de la pièce, la réduction des résistances passives, etc.

Cela fait, la machine sera *combinée;* il restera à l'exécuter, et à l'exécuter avec intelligence, c'est-à-dire ne pas faire de la construction une opération seulement *mécanique*, mais bien une opération *raisonnée*, et dont les détails pratiques devront être étudiés avec soin : c'est pour cela que nous avons donné, au fur et à mesure de l'examen de chaque pièce, une idée très-succincte de la manière dont on devait le faire. En dire plus long aurait été de la technologie pure, et nous serions ainsi sorti du rôle de l'ingénieur pour entrer dans celui du constructeur proprement dit.

Nous allons, dans les chapitres suivants, continuer cet examen par l'étude des transmissions et la description de quelques pièces moins importantes, garnitures, supports, moyens de graissage, etc

CHAPITRE XXX

DES TRANSMISSIONS

(**1047**) Toutes les fois que l'on se trouve avoir à faire une grande installation mécanique, il faut résoudre le problème de la transmission de la force depuis le moteur jusqu'à l'outil.

Si, dans beaucoup de cas, cette transmission est fort simple, et telle que l'instinct d'un simple ouvrier un peu exercé suffise pour l'établir, il peut arriver aussi très-souvent qu'elle offre une assez grande complication, soit par le nombre, soit par la nature des organes commandés : ainsi, lorsqu'un seul grand moteur est chargé de mettre en marche tous les opérateurs d'une même usine, et que ces opérateurs sont en très-grand nombre ou même placés à divers étages ; bien plus encore, lorsqu'il doit la transmettre dans différents locaux placés à des distances plus ou moins considérables, la transmission devient une opération délicate, qui demande de la part de l'ingénieur beaucoup de soin et d'habileté pratique, ainsi qu'une connaissance approfondie du sujet.

Il ne faut pas confondre cette étude avec celle des *transformations de mouvement ;* on a déjà vu la plupart de celles qui sont usitées dans les machines proprement dites, et nous n'avons pas à nous occuper de toutes les combinaisons très-variées, simples souvent, parfois complexes, qui servent aux machines-outils ; c'est de la *transmission* et non de la *transformation* que nous avons à parler.

En d'autres termes, nous allons étudier comment, étant donné un arbre animé d'un mouvement circulaire, l'on peut transmettre

sa force à un autre arbre placé, relativement au premier, soit dans son prolongement, soit parallèlement, soit dans une situation quelconque, et à n'importe quelle distance, les vitesses de ces deux arbres pouvant d'ailleurs être différentes.

Accouplements d'arbres.

(1048) La première difficulté que l'on ait à vaincre lorsqu'on veut transmettre un mouvement à une distance un peu grande de la machine, est la *longueur nécessairement fort limitée* de l'arbre, par suite des conditions mêmes de sa fabrication : il faut donc, lorsque la nature de l'installation que l'on fait le demande, et qu'on serait obligé de donner à l'arbre une longueur trop grande pour qu'il pût être fabriqué d'une seule pièce, employer, pour réunir les divers bouts, des organes spéciaux qni assurent la communication du mouvement de l'un à l'autre.

L'artifice employé donnera le moyen de transmettre le mouvement à deux arbres situés *dans le prolongement*, *mais au contact l'un de l'autre;* et dans le cas où il n'y aurait pas contact, il faudrait simplement recourir à un renvoi de mouvement par un système de poulies ou d'engrenages analogue à ceux que nous verrons plus loin.

La communication se fait, dans ces conditions, au moyen d'*accouplements* de l'une des trois espèces suivantes :

1° *Accouplements fixes;*

2° *Accouplements mobiles ;*

3° *Accouplements à embrayage* et *débrayage*.

(1049) Les accouplements fixes sont généralement disposés de l'une ou l'autre des deux manières que voici :

On peut d'abord terminer l'extrémité de l'un des arbres à assembler par un *renflement cylindrique*, l'autre par une *douille* dans laquelle ce renflement pénètre, et fixer le tout par une clavette qui supporte tout l'effort; le renflement est destiné à compenser l'affaiblissement dû au trou de la clavette ; mais il ne serait pas possible d'appliquer ce mode de procéder à des arbres tant soit peu puissants.

Cette disposition est un peu modifiée dans le cas d'arbres creux en fonte, dont on termine alors simplement les extrémités par des brides que l'on boulonne ensuite l'une sur l'autre d'une manière analogue à celle des joints de tuyaux : mais, en ce cas, il faut avoir soin d'interposer dans le joint des cales qui ont pour effet d'empêcher tout mouvement relatif de rotation des deux parties de l'arbre l'une sur l'autre, et de soustraire ainsi les boulons à tout effort transversal, ce qui est indispensable.

On peut encore employer, lorsqu'on se contente de l'accouplement fixe, le *système à manchon* (fig. 484) : comme son nom l'indique, ce système consiste à entourer et recouvrir les deux extrémités à assembler par un manchon, généralement en fonte, parfaitement alésé au diamètre commun des deux arbres, et serré au moyen d'une clavette dont le nez est généralement recouvert par une calotte spéciale fixée à l'arbre, afin d'enlever toute chance d'accident pour les ouvriers qui s'approchent de l'organe; les deux arbres sont ou simplement juxtaposés bout à bout, ou assemblés soit à *mi-fer*, soit en *queue d'hironde*.

(**1050**) Nous ajouterons quelques mots sur l'accouplement usité pour les arbres soumis à des efforts *très-variables*, et particulièrement pour les *cylindres de laminoirs*.

On s'arrange en ce cas de façon que l'appareil qui constitue l'accouplement soit plus faible que les tourillons mêmes de l'arbre, afin que si, pour une cause quelconque, il vient à se produire des efforts de nature à amener la rupture, cette rupture se fasse soit au manchon même de l'accouplement, soit à une pièce supplémentaire plus facile à remplacer que les tourillons ou l'arbre.

Ainsi, l'on prolonge habituellement les tourillons (fig. 485) par un bout à section carrée ou en forme de trèfle, de diamètre et par conséquent de résistance moindre que l'arbre, et au lieu de les assembler par bout l'un à l'autre, on interpose une pièce de même forme, dont les extrémités s'assemblent avec eux par l'intermédiaire de deux manchons; c'est cette pièce qui casse au milieu dans le cas d'une résistance trop grande : nous ajouterons que dans un organe de cette nature, il est nécessaire d'avoir un certain jeu dans

le mouvement des axes, et que les manchons laissent ici un jeu de plusieurs millimètres.

(**1051**) Ce mode d'assemblage par manchon d'une seule pièce est un peu modifié dans l'assemblage *à plateau*, où le manchon est double et composé de deux parties symétriques dont chacune s'assemble à clavette avec l'une des extrémités, ces deux parties venant ensuite se boulonner l'une sur l'autre (fig. 486) : le nombre et la force des boulons sont variables ; mais on ne peut guère les faire assez forts s'il faut qu'ils résistent à des actions de cisaillement tant soit peu considérables ; on préfère généralement dans ce cas faire le plan de séparation des manchons, non plus perpendiculaire, mais parallèle à l'axe des arbres, comme dans la figure 487, qui représente l'une des nombreuses dispositions adoptées à cet effet.

Comme la précédente, celle-là offre l'avantage de ne présenter aucune partie saillante qui puisse accrocher dans la rotation les parties flottantes des vêtements d'un ouvrier et l'entraîner dans son mouvement, accident toujours extrêmement grave et contre lequel il importe de prémunir leur imprudence ou leur insouciance : aussi, quelle que soit la disposition adoptée, si cette disposition entraînait avec elle, non plus intérieurement, comme dans les deux exemples précédents, mais extérieurement, des saillies de boulons, de têtes de vis, etc., il faudrait se garder de les laisser saillantes, et avoir soin d'arrondir leur tête et de les encastrer dans la fonte.

(**1052**) Les *accouplements mobiles* sont destinés à permettre un certain mouvement de l'un des arbres par rapport à l'autre, soit lorsqu'ils sont dans le même axe, soit lorsqu'ils font entre eux des angles suffisamment petits. Si les deux arbres sont dans le *prolongement exact l'un de l'autre*, il peut y avoir intérêt à leur permettre un déplacement longitudinal, suivant leur axe commun ; dans ce cas, le joint le plus employé est le *joint à griffes de Sharp* (fig. 488), qui a beaucoup d'analogie avec le joint à plateau, à cette différence près qu'au lieu d'avoir des surfaces très-bien dressées, chacun des deux plateaux a des *griffes* ou *saillies* plus ou moins prononcées correspondant sur l'autre à des creux qui s'y emboîtent.

Plus les saillies seront fortes, et plus le déplacement longitudinal pourra être grand : mais il est facile de voir que la latitude que l'on peut se donner ainsi n'est pas très-considérable.

(**1053**) Si les deux arbres ne sont pas dans le prolongement exact l'un de l'autre, on se servira le plus souvent du *joint universel* ou *joint à la Cardan* applicable, du reste, et, de fait, appliqué quelquefois, même dans le cas où l'axe est rigoureusement le même pour les deux.

On sait que ce système se compose essentiellement de deux croisillons (ou toute autre pièce analogue et pouvant en tenir lieu) aux extrémités opposées desquels viennent s'assembler les branches des fourches par lesquelles on a soin de terminer les arbres à relier. La fourche de l'arbre moteur entraîne donc le croisillon, qui à son tour entraîne l'arbre mené.

La figure 489 représente un joint universel, dans lequel on voit les quatre extrémités des branches du croisillon C se terminer par des tourillons qui viennent se fixer dans les fourches des deux arbres A et A′, sur lesquelles elles sont fixées au moyen des paliers *a* ; ces fourches elles-mêmes font partie deux à deux d'une sorte de manchon de fonte rapporté pour plus de commodité, et fixé sur l'arbre au moyen d'une clavette.

(**1054**) Le joint universel offre ainsi, comme on le voit, l'avantage de pouvoir transmettre le mouvement d'un arbre à un autre, qui fait avec lui un angle quelconque assez petit, et, par suite, ce qui est un avantage important, de se prêter convenablement à la connexion d'un arbre rigide avec un opérateur qui reçoit en marche des chocs, des vibrations ou des déplacements capables de briser un organe auquel sa forme ou ses attaches imposeraient l'immobilité.

En revanche, il offre l'inconvénient, généralement peu considérable dans la pratique vu les limites où on l'emploie, de perdre la vitesse angulaire constante qui lui est transmise par le moteur, et de la transformer en vitesse variable.

En effet, soient A*a*A′ et A*b*A′ (fig. 490) les deux plans dans les-

quels se meuvent les extrémités des fourches de chaque arbre, ces deux plans, ou ces deux arbres, ce qui revient au même, faisant entre eux un angle A; soit Oa la position de l'un des croisillons, on obtiendra la position de l'autre Ob en menant par O un plan perpendiculaire à Oa et prenant son intersection avec le plan AbA'.

Or, dans le trièdre OAab, on a :

$$\cos aOb = \cos AOa \cos AOb + \sin AaO \sin AOb \cos A$$

Comme AOb est un angle droit, on a, en désignant les angles AOa et AOb par x et x',

$$0 = \cos x \cos x' + \sin x \sin x' \cot A,$$

d'où l'on tire d'abord :

$$\operatorname{tg} x \operatorname{tg} x' = -\frac{1}{\cos A}$$

et par suite :

$$\operatorname{tg} x' = -\frac{1}{\cos A} \cot x \tag{1}$$

Les vitesses angulaires des deux extrémités des croisillons, ou, ce qui revient au même, des extrémités des fourches et par suite de leurs arbres respectifs, étant désignées par ω et ω', on a :

$$\omega = \frac{dx}{dt}$$

$$\omega' = \frac{dx'}{dt},$$

et par suite :

$$\frac{\omega'}{\omega} = \frac{dx'}{dx} \tag{2}$$

mais comme on tire de l'équation (1), en la différentiant,

$$\frac{dx'}{\cos^2 x'} = \frac{1}{\cos A} \frac{dx}{\sin^2 x} \tag{3}$$

et que l'on a :

$$\cos^2 x' = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 x'} = \frac{1}{1 + \frac{\cot^2 x}{\cos^2 A}} = \frac{\cos^2 A}{\cos^2 A + \cot^2 x}$$

c'est-à-dire

$$\frac{\cos^2 x'}{\sin^2 x}=\frac{\cos^2 A}{\cos^2 x+\cos^2 A\sin^2 x}$$

et, en remplaçant $\cos^2 A$ par $1-\sin^2 A$,

$$\frac{\cos^2 x'}{\sin^2 x}=\frac{\cos^2 A}{1-\sin^2 A\sin^2 x}$$

il vient finalement :

$$(4)\qquad \frac{\omega'}{\omega}=\frac{\cos A}{1-\sin^2 A\sin^2 x}$$

Cette équation montre que le rapport des deux vitesses angulaires varie entre cos A et $\frac{1}{\cos A}$: ces limites différeront donc d'autant moins l'une de l'autre que A sera plus petit et par conséquent que les deux axes, perpendiculaires respectivement aux plans décrits par les croisillons, se rapprocheront davantage d'être dans le prolongement l'un de l'autre.

Le système du joint hollandais a été employé à l'Exposition universelle de 1867, pour relier entre elles les différentes parties rectilignes de l'arbre moteur qui devait fournir la force dans la grande galerie courbe des machines.

(**1055**) Enfin les accouplements *à embrayage* et *débrayage* sont destinés à établir et interrompre à volonté par le jeu très-simple d'un levier à main ou d'une vis, la communication de l'arbre moteur, supposé toujours en marche, avec une transmission qui doit tantôt fonctionner, tantôt au contraire s'arrêter.

Ces organes sont *à dents* ou *à friction.*

Dans les *embrayage à dents* (fig. 491), l'extrémité de l'un des arbres est munie d'un manchon fixe, assemblé à clavette, et portant sur sa face intérieure trois dents ou griffes dans l'intervalles desquelles viennent se loger les dents du manchon complémentaire; ce dernier, porté par l'extrémité de l'autre arbre, est muni de deux rainures dans lesquelles sont engagées des languettes faisant corps avec l'arbre, et peut ainsi glisser sur lui sans tourner; ce mouve-

ment, que l'on effectue à volonté au moyen d'une fourchette dont les extrémités sont articulées avec des cales ajustées dans une gorge du manchon, permet d'*embrayer* ou de *débrayer* suivant que l'on veut ou non transmettre le mouvement du moteur.

On pourrait du reste augmenter le nombre des dents et varier leur profil suivant les circonstances; de plus, il sera bon, pour amener le centrage exact et la coïncidence des arbres, de terminer habituellement l'un d'eux par un tourillon qui vienne s'engager dans un creux ménagé sur l'autre.

On voit par là que le mouvement d'embrayage ou de débrayage peut se faire au repos sans la moindre difficulté : mais en marche il peut avoir certains inconvénients.

En effet, le mouvement de *débrayage* est tout d'abord impossible si l'effort transmis est un peu considérable; et serait-il possible, que si l'on n'opère pas avec une très-grande promptitude, l'extrémité des dents du manchon peut être brisée ou écornée par suite de la pression exercée sur elle au moment précis où le débrayage va se faire.

Quant au mouvement d'*embrayage*, c'est précisément pour le faciliter qu'on donne habituellement aux dents un profil hélicoïdal comme celui que nous avons représenté figure 491; s'il offre l'inconvénient de rendre le sens de la rotation fixe et déterminé, ce désavantage est largement compensé par l'avantage que nous venons de citer : d'ailleurs, pour y remédier, il faudrait donner au profil des dents une forme complétement rectangulaire; et on tomberait dans un inconvénient encore plus grand, celui de ne pouvoir embrayer pendant la marche, à moins que le mouvement ne fût extrêmement lent.

(**1056**) Il est inutile de s'appesantir longuement sur les différentes dispositions adoptées par les constructeurs pour les manchons d'embrayage; outre que leur nombre est très-étendu, elles ont entre elles beaucoup de ressemblance, et il suffit d'en expliquer le principe : nous ajouterons cependant quelques mots sur la description de deux embrayages qui présentent, chacun dans leur genre, quelques particularités intéressantes.

Le premier est destiné à permettre à un seul arbre de couche de recevoir l'action de deux moteurs distincts : c'est l'*embrayage Pouyer-Quertier*, dont il existe d'ailleurs plusieurs variétés, toutes fondées sur le même principe.

Cet appareil se compose essentiellement d'une roue d'encliquetage montée sur l'arbre qui reçoit directement le mouvement de l'un des moteurs, tandis que l'autre moteur actionne, soit directement, soit par l'intermédiaire d'une courroie, d'un engrenage, ou d'un autre appareil quelconque de transmission, un manchon creux enveloppant ladite roue d'encliquetage et portant dans son intérieur un ou plusieurs cliquets.

On comprend que le sens de l'encliquetage étant convenablement disposé par rapport au sens de la rotation, si l'arbre tourne avec une vitesse angulaire plus grande que celle du manchon, les cliquets ne pourront agir sur la roue dentée; tandis que, dans le cas contraire, ils entreront immédiatement en prise et forceront le système à tourner solidairement.

Dans le cas où le premier moteur ne sera pas suffisant pour opérer le travail demandé avec la vitesse convenable, le second lui viendra donc immédiatement en aide et le système marchera d'*ensemble*.

La figure 492 représente l'une des nombreuses dispositions adoptées dans la pratique.

La roue d'encliquetage B est montée sur l'arbre A, et tourne solidairement avec lui, tandis que le manchon M qui reçoit son mouvement d'une roue d'engrenage figurée en pointillé, peut tourner sur cet arbre et se trouve muni, à cet effet, d'une garniture en bronze destinée à adoucir les frottements. Ce manchon porte deux cliquets *a*, *a* qui doivent au moment convenable assurer la solidarité.

Pour opérer automatiquement l'encliquetage ou le décliquetage en cas de variation relative de vitesse entre les deux moteurs, on a soin d'entourer le moyeu d'un collier muni de deux appendices, dans l'œilleton desquels peut glisser le bouton d'un petit levier qui actionne les cliquets.

Le frottement sur l'arbre tendant toujours à entraîner ce collier, il est facile de voir que les cliquets seront, par l'intermédiaire du

bouton et du levier, levés ou baissés dès que l'arbre aura une vitesse supérieure ou inférieure à celle du manchon.

On remarquera que pour que les cliquets ne puissent jamais rester appliqués contre l'extrémité des dents, il faut avoir soin que leur angle avec le flanc d'une dent soit inférieur au complément de l'angle de frottement : ces cliquets sont en acier et la pointe doit en être trempée soigneusement.

Le second appareil d'embrayage dont nous ayons encore à parler est un *embrayage d'hélice* (fig. 493) assez usité dans la marine et destiné à des arbres de dimensions considérables. Cependant il ne se distingue guère des embrayages ordinaires que par un artifice destiné à faciliter sa manœuvre, qui sans cela serait extrêmement pénible à cause de la masse des pièces : cette manœuvre se fait naturellement au repos.

A cet effet, le manchon mobile est muni de deux forts goujons qui doivent opérer l'embrayage en se logeant dans des trous correspondants percés dans le manchon fixe : mais précisément pour que cette manœuvre soit plus facile, ce manchon fixe, au lieu d'avoir seulement deux trous, en a six disposés symétriquement sur son plateau, et pouvant servir deux à deux ; de sorte qu'il suffit de faire tourner l'arbre porte-hélice d'un douzième de tour pour faire correspondre convenablement la position angulaire des deux arbres : pour faciliter encore cette manœuvre, qui sans cela serait difficile et pénible, la circonférence du manchon fixe porte un engrenage qu'une vis sans fin, manœuvrée à bras sur le pont du navire, peut faire mouvoir aisément.

Une fois les deux arbres en concordance, l'embrayage se fait au moyen d'une fourchette, exactement comme dans l'appareil décrit plus haut : le débrayage n'offre rien de particulier.

(**1057**) Les embrayages à dents ont la plupart du temps le très-grand inconvénient de ne pouvoir engrener à grande vitesse, parce que l'inertie de l'arbre mené entrerait en jeu d'une façon trop brusque, et occasionnerait généralement la rupture : cet inconvénient est évité dans les *embrayages par friction*.

Ces appareils se composent généralement de deux cônes, l'un

creux, l'autre plein, dont le contact occasionne un frottement plus ou moins énergique entre leurs surfaces qui s'entraînent ainsi l'une l'autre.

Si l'on appelle R le rayon moyen des deux surfaces coniques en contact (fig. 494);

Q, la pression à exercer suivant l'axe pour opérer l'embrayage,

P, l'effort tangentiel exercé par la machine,

α, l'angle d'inclinaison du cône,

f, le coefficient de frottement des deux surfaces coniques l'une sur l'autre,

la pression exercée normalement à la surface conique sera $\frac{Q}{\sin\alpha}$, parce que c'est la force qui s'oppose à l'avancement que Q tend à produire; par suite, le frottement exercé sera

$$\frac{fQ}{\sin\alpha},$$

et son moment.

$$\frac{fQ}{\sin\alpha}\times R$$

Ce moment doit au moins faire équilibre au moment de l'effort de la machine; il faut donc avoir :

$$\frac{fQ}{\sin\alpha}\times R \geq (PR)$$

ou

$$Q \geq \frac{(PR)\sin\alpha}{fR}$$

On peut considérer f comme égal à 0,15, et on ne prend pas dans la pratique α inférieur à 10°.

(**1058**) Le *manchon à cônes* présente une très-grande variété de formes; la fig. 495 donne l'exemple d'une disposition très-simple, dans laquelle on voit les cônes s'emboîtant exactement l'un dans l'autre au moyen d'un levier que l'on manœuvre dans la pratique par l'intermédiaire d'une roue à volant : on a modifié quelquefois cette disposition en juxtaposant et serrant l'un contre l'au-

tre deux plateaux à cannelures annulaires qui produisent exactement le même effet.

On remarquera d'ailleurs que non-seulement cet embrayage est parfaitement efficace une fois la pression Q obtenue, mais encore qu'il a l'énorme avantage de s'établir peu à peu, soit, comme nous venons de le voir, par l'intermédiaire d'un levier, soit, comme on le dispose encore souvent, par le serrage d'une vis, et d'éviter par conséquent l'à-coup brusque qui se produit avec les appareils précédents : de cette façon, l'arbre commandé n'est pas assujetti à passer brusquement de l'état de repos à l'état de mouvement, et si l'inertie est trop grande, les deux manchons peuvent glisser l'un sur l'autre jusqu'à ce que la concordance des mouvements soit parfaitement établie ; enfin ces appareils peuvent fonctionner indifféremment dans un sens ou dans l'autre, ce qui est souvent précieux.

Malheureusement, ces avantages sont rachetés par quelques inconvénients : en premier lieu, la façon même dont ils agissent, en manière de *coin* pour ainsi dire, ne leur permet de servir à transmettre des efforts un peu considérables que si l'angle du coin est très-aigu, et dans ce cas le débrayage peut offrir de sérieuses difficultés lorsque les cônes ont été trop serrés : il est difficile de remédier à ce défaut ; en second lieu, la pression Q que l'on doit exercer se fait sentir sur les supports et occasionne une poussée des collets de l'arbre sur les coussinets, poussée très-nuisible dans le cas d'une *force* transmise tant soit peu grande.

C'est pour remédier à ce dernier défaut qu'il fut installé, il y a quelques années, au Conservatoire des Arts et Métiers, un embrayage à cônes renversés, offrant une disposition très-ingénieuse. Dans cet appareil (fig. 496), l'un des deux manchons, de forme cylindrique, est muni d'une bague conique, que l'on pourrait assimiler, au point de vue de ses fonctions, à une clavette de serrage circulaire ; l'autre est conique et le sens des cônes est inverse du sens des cônes de l'appareil précédent : on voit que si l'on fait tourner le volant de façon à augmenter le serrage, l'arbre de gauche tend bien, à la vérité, à être entraîné vers la droite, mais comme les deux extrémités se trouvent déjà en contact par le tourillon, ce mouvement

ne peut s'effectuer, et ne peut produire aucun effet sur les collets de l'arbre.

(**1059**) Les artifices précédents montrent comment on transmet le mouvement d'un arbre moteur à d'autres arbres situés ou à peu près situés dans son prolongement : mais il arrive aussi bien souvent qu'il faut le transmettre soit à des arbres parallèles, soit à des arbres dont les axes se coupent ou même sont dans une situation relative quelconque les uns par rapport aux autres.

Lorsque cette transmission se fait à une distance relativement courte, on se sert avantageusement des *engrenages*, si l'on n'a pas recours à des arbres intermédiaires, procédé qui peut également fournir de très-bonnes solutions dont on verra plus loin des exemples ; et c'est lorsque la distance, devenant un peu trop considérable, amènerait pour ces organes des dimensions et par suite des poids exagérés, d'où s'ensuivrait non-seulement une grande dépense, mais aussi parfois l'impossibilité mécanique, qu'on a recours aux *courroies* montées sur *poulies*, dont la flexibilité, toujours assez imparfaite, s'accommode assez mal des rayons d'enroulement trop petits, mais dont l'usage est si commode et l'emploi si sûr lorsque la disposition des organes à actionner se prête à leur facile installation.

Enfin, si les arbres viennent encore à s'éloigner, les courroies ne pourront plus suffire, en premier lieu parce que leur prix atteindrait des chiffres trop considérables, puis, parce que leur propre poids deviendrait trop grand pour elles, et que les dimensions ainsi que les frottements croîtraient dans une proportion tout à fait exagérée.

On a recours alors à l'emploi des câbles métalliques appelés *câbles télodynamiques* dont on doit l'invention à M. A. Hirn, et qui servent si commodément à transmettre une force motrice à des distances très-grandes complétement inconnues il y a quelques années.

Nous allons successivement passer en revue ces divers modes de transmission.

(**1060**) Quel que soit le procédé adopté, on a toujours une roue *menante* qui prend l'effort sur la machine pour le transmettre, et une roue menée qui le reçoit.

Cet effort tangentiel de la roue menante peut s'exprimer par un certain nombre de kilogrammes, que l'on obtient soit par la mesure directe du moteur, pression de la vapeur sur le piston ou poids de l'eau dans un récepteur hydraulique, multiplié dans le rapport des bras de levier successifs ; soit par la transformation que l'on connaît de la force en chevaux-vapeur qui contiennent la notion du temps, en effort de kilogrammes.

En appelant Q cet effort,

C, le nombre de chevaux,

n, le nombre de tours de l'arbre par minute,

r, le rayon de la roue menante,

on a :

$$Q \times n \times 2\pi r = 75 \times C \times 60$$

ou, sous une autre forme, en appelant *v* la vitesse en mètres par seconde du point d'application de la force Q :

$$Q \times v = 75 \times C$$

d'où l'on tire la valeur de Q.

Les dimensions des dents des roues d'engrenages, des courroies ou des câbles de transmission, se tirent de la valeur de cet effort tangentiel.

Nous commencerons par les *engrenages*.

Engrenages.

(**1061**) Nous n'avons pas à nous occuper ici de l'étude théorique et du tracé de ces organes, que nous supposons connus d'après le cours de Mécanique rationnelle, mais seulement de la résistance des diverses parties de ces appareils.

Une roue d'engrenage se compose du moyeu, des bras, et de la couronne qui porte les dents : ces dents ont en général pour profil, de chaque côté, un flanc dirigé suivant le rayon, et un arc d'épicycloïde engendré par une circonférence de rayon égal à celui de l'autre roue : la vitesse aux circonférences primitives est la même dans les deux roues.

Cela posé, nous remarquerons que dans une transmission de cette nature il y a généralement deux dents en contact, et que les points de contact, placés d'abord sur la circonférence primitive (fig. 497), s'en éloignent à mesure que la roue tourne, et se déplacent sur la tranche des dents jusqu'à l'extrémité du profil épicycloïdal.

Nous nous placerons évidemment dans d'excellentes conditions de sécurité, si malgré tout cela nous effectuons notre calcul en supposant qu'une seule dent de la roue menante est en contact avec une autre de la roue menée, et que le point de contact, c'est-à-dire le point d'application de la force, est toujours placé à l'extrémité de ladite dent.

Soient b la largeur de la portion encastrée de la dent (fig. 498).
l la longueur de la dent,
e son épaisseur;
on a pour expression du moment de la force :

$$E\frac{\mu}{\rho}=Ql$$

et pour celle de la fatigue en un point d'ordonnée v, dans la section encastrée :

$$P=\frac{Ev}{\rho}=Ql\frac{\mu}{v}$$

Le moment d'un élément d'une section quelconque étant

$$edv\times v^2$$

il faut, pour avoir μ, prendre la somme des moments élémentaires depuis $v=-\frac{b}{2}$ jusqu'à $v=+\frac{b}{2}$.

Il vient alors

$$\mu=\frac{eb^3}{12},$$

et par suite :

$$P=Ql\frac{b}{2}\frac{12}{eb^3}=\frac{6Ql}{eb^2}.$$

Si l'on se donne la fatigue P qu'on veut faire supporter au métal, on tirera de là :

$$\frac{eb^2}{l} = 6\frac{Q}{P}$$

Le calcul ne donne donc qu'une relation entre les dimensions e, b et l de la dent. Posons

$$l = mb$$
$$e = m'b'$$

nous aurons alors

$$b^2 = \frac{m}{m'}6\frac{Q}{P},$$

ou, sous une autre forme, puisque l'on a $Q \times n \times 2\pi r = 75 \times C \times 60$,

$$b^2 = \frac{m'}{m} \times \frac{6}{P} \times \frac{60 \times 75}{2\pi} \times \frac{C}{nr}$$
$$= \frac{6 \times 30 \times 75}{\pi} \times \frac{1}{P} \times \frac{C}{nr} \times \frac{m}{m'}.$$

On aurait en appliquant à la fonte

$$P = 1^k,5 \quad \text{et} \quad b^2 = 2865\frac{m}{m'}\frac{C}{nr}$$

et en appliquant au bois dur

$$P = 0^k,9 \qquad b^2 = 4772\frac{m}{m'}\frac{C}{nr}$$

ou encore : pour la fonte :

$$b = 55\sqrt{\frac{m}{m'}}\sqrt{\frac{C}{nr}}$$

pour le bois dur :

$$b = 70\sqrt{\frac{m}{m'}}\sqrt{\frac{C}{nr}}$$

On sait, par l'étude théorique des engrenages, que le frottement est d'autant moindre entre les dents qu'on a une denture plus fine : il faudra donc faire m petit et m' grand, c'est-à-dire donner aux dents une petite longueur et une grande épaisseur : mais cette manière de faire suppose une assez grande précision dans la pose, afin que les deux surfaces cylindriques entrent bien en contact l'une

avec l'autre : aussi, dans la pratique, m ne varie guère qu'entre 1,2 et 1,5 ; m' entre 3 et 10.

Prenons par exemple

$$C = 100$$
$$n = 30$$
$$r = 2^m$$
$$m = 1 \qquad m' = 5.$$

En appliquant la formule qui donne la valeur de b, il vient :
Pour une roue en fonte :

$$b = 0^m,031$$

Pour une roue en bois :

$$b = 0^m,041$$

et par suite :

$$e = 0^m,155$$

dans le premier cas ;

$$e = 0^m,205$$

dans le second.

Si un engrenage en fonte menait un engrenage en bois, on aurait 0^m031 pour épaisseur des dents de l'un, $0^m,041$ pour celles de l'autre. Le vide de la première devant être égal au plein de l'autre, et réciproquement, on voit que la largeur d'un intervalle complet, plein et vide, serait théoriquement de $0^m,031 + 0^m,041 = 0^m,072$; mais pratiquement il est nécessaire de laisser un certain *jeu* entre les dents, et on portera cet intervalle à $0^m,074$, par exemple, pour une roue soignée ; à $0^m,076$ pour une roue plus ordinaire. De même, la profondeur des creux doit être légèrement augmentée afin que les dents ne portent pas à fond.

(**1062**) Les rayons des roues d'engrenage étant déterminés par le rapport des vitesses qu'on veut obtenir et la distance des arbres de transmission, tandis que l'épaisseur des dents est calculée d'après l'effort à transmettre, on voit que le nombre des dents est parfaitement fixé. Mais généralement, on ne tient pas d'une façon absolument rigoureuse à un rapport donné de vitesse, et on va voir qu'on s'en sert quelquefois pour employer un petit artifice destiné à assurer la durée des dents.

En effet, supposons que le nombre des dents N de l'une des roues ne soit pas premier avec le nombre N' de l'autre, et que f soit leur plus grand facteur commun, de sorte que l'on ait :

$$N = nf$$
$$N' = n'f$$

en supposant $n > n'$: au bout de n tours, les mêmes dents de la première reviendront en contact avec les mêmes dents de l'autre ; et comme il est très-difficile d'éviter quelques inégalités dans la dureté du métal, l'usure dans ces conditions sera plus rapide que lorsque les nombres de dents des deux roues sont premiers entre eux, et que, par suite, chacune des dents de l'une entre successivement en contact avec toutes celles de l'autre.

Si donc on trouve, en faisant le calcul, m et m' pour le nombre des dents des deux roues, et que m ne soit pas premier avec m', au lieu de faire m dents, on en fera $m+1$, et le résultat sera obtenu.

(1063) On donne à la *jante*, lorsque les dents sont venues de fonte avec elle, une épaisseur égale à b, c'est-à-dire à l'épaisseur de la dent : la pratique a consacré cette dimension, qu'on restreint quelquefois cependant jusqu'à $\frac{2}{3}b$, ou bien, au contraire, qu'on augmente ; mais alors c'est pour faire faire à la roue l'office de volant.

(1064) Enfin, l'on suppose, comme dans le cas du volant, que chacun des *bras* supporte à lui seul tout l'effort transmis, ou, en d'autres termes, qu'il n'y a pas solidarité entre eux.

On les considérera encore comme des solides encastrés dans le moyeu, et soumis à l'autre extrémité à la force Q : on a donc pour une section située à la distance x du moyeu :

$$\frac{E\mu}{\rho} = Q(r-x)$$

et pour la fatigue maximum de cette section :

$$P = \frac{Q(r-x)v}{\mu}$$

En introduisant comme précédemment à la place de Q la force en chevaux de la machine et le nombre de tours qu'elle fait, il vient :

$$P=\frac{60\times 75}{2\pi}\frac{v}{\mu}\times\frac{r-x}{r}\times\frac{C}{n}.$$

On peut déduire de là le profil qu'on doit donner aux bras pour qu'ils affectent la forme d'un solide d'égale résistance : si on suppose que leur section reste semblable à elle-même dans toute sa longueur, alors μ sera proportionnel à v^4, et on pourra poser :

$$\frac{v}{\mu}=\alpha\frac{1}{v^3}.$$

On tirera de là :

$$v^3=\frac{60\times 75}{2\pi}\frac{\alpha}{P}\times\frac{r-x}{r}\times\frac{C}{n},$$

ce qui donnera pour profil une parabole du troisième degré, dont le sommet sera placé au point de contact des dents ou point d'application de la force, c'est-à-dire sur la circonférence primitive.

En outre, on remarquera que si $\frac{C}{n}$ est constant, on aura toujours même section à l'encastrement dans le moyeu, quel que soit le rayon de la roue.

On prend généralement pour valeur de P deux à trois kilogrammes en admettant que les bras sont en fonte ; c'est une valeur plus grande que les valeurs prises précédemment ; mais elle suffit très-bien parce qu'on n'a pas tenu compte dans le calcul de la solidarité des bras : on diminuerait ce chiffre si la roue était exposée à des chocs un peu notables.

(**1065**) Les engrenages se font entièrement en fonte, ou bien en fonte avec dents de bois.

Dans les premiers, les dents sont fondues avec le corps de la roue, puis retouchées à la lime, parce que de pareils organes sont toujours assez délicats et demandent une grande précision : nous avons donné dans la figure 499 un modèle de ces roues, et on fera sur la forme de la jante, des bras et du moyeu, des remarques ana-

logues à celles que nous avons déjà faites sur le volant, et sur lesquelles, pour cette raison, nous n'avons pas à revenir.

Souvent, pour éviter le bruit des engrenages métalliques, et aussi pour donner de la douceur au mouvement, on met en rapport une roue à denture de bois avec un pignon à denture de fonte ; le bois employé est, comme on le sait, celui de cormier, de cornouiller ou même de charme.

Pour les roues de cette espèce, la jante (fig. 501) est percée de mortaises venues de fonte, dans lesquelles les dents sont logées et fixées, soit au moyen de coins en bois ou en fer, soit par des goupilles ; de plus, on remarquera que, dans ces sortes d'engrenages, le nombre des dents doit être rendu divisible par celui des bras, et qu'on doit s'arranger de manière à faire correspondre ces bras à des vides ; en effet, s'il en était autrement, les dents ne pourraient pas traverser la couronne et on n'aurait aucun moyen de les fixer.

Toutes les parties de la fonte destinées à se trouver en contact avec le bois doivent d'ailleurs être parfaitement tournées ou limées, afin que le bois ne soit pas mâché par ces aspérités ; on remarquera de plus que, pour éviter des *éclats* qui pourraient venir se loger entre les dents en prise, les casser et fausser les arbres, il est bon de ne pas donner à la partie extérieure de la dent, de saillie qui fasse porter son côté sur la mortaise, mais de la rendre fixe uniquement par le serrage.

(**1066**) Lorsque les deux arbres qu'on veut mettre en mouvement sont trop éloignés l'un de l'autre pour pouvoir être commandés par une seule paire de roues, qui atteindraient des dimensions exagérées, on réunit quelquefois les deux roues dentées, supposées éloignées l'une de l'autre, par une chaîne sans fin (fig. 503) ; mais ce mode de transmission n'est guère utilisé que pour les efforts peu considérables et les mouvements lents non susceptibles de secousses. Son principal défaut consiste dans l'allongement des chaînes provenant de l'usure de tous les assemblages, qui finit à la longue par produire des chocs et quelquefois la rupture.

(**1067**) Tout ce que nous venons de dire s'applique aux engrenages droits, destinés à relier des arbres parallèles ; mais il arrive souvent que les arbres qui doivent être mis en rapport se coupent, ou, sans se couper, ne sont pas situés dans un même plan.

Dans le premier cas, et en supposant toujours que l'on n'ait pas recours à des intermédiaires, on emploie les *engrenages coniques* ; dans le second, les *engrenages hélicoïdaux* ou à *vis sans fin*.

Nous n'avons, pas plus pour ces engrenages que pour les engrenages droits, à décrire leur tracé géométrique, que nous supposons connu ; mais simplement à nous occuper de leurs dimensions et de leur construction.

Pour un *engrenage conique* (fig. 504), la pratique a montré qu'i suffit de calculer l'épaisseur de la dent de la même manière que pour un engrenage droit, et d'appliquer la valeur ainsi trouvée au milieu de la largeur de la couronne. La denture est encore en fonte ou en bois ; et dans ce dernier cas on remarquera que le profil des dents n'est plus rectangulaire, mais bien trapézoïdal.

Quant au calcul des bras, il est souvent inutile, parce que dans bien des cas le diamètre de la roue est assez petit pour qu'il soit plus simple de les remplacer par une partie pleine : dans tous les cas, il n'offrira aucune difficulté.

Enfin on remarquera que la forme des dents et la manière dont elles fonctionnent exigent une très-grande exactitude dans la pose afin qu'elles ne se coincent pas, et une très-grande rigidité dans la fixation des axes, pour qu'ils ne s'écartent pas l'un de l'autre, ce qui *désorganiserait le mouvement*.

Quand on a à établir la communication entre deux arbres perpendiculaires et non situés dans le même plan, si le rapport entre les vitesses angulaires de ces arbres doit être très-grand, les engrenages à *vis sans fin* (fig. 505) peuvent offrir une solution précieuse ; mais ils ne peuvent servir pour de grands efforts, à cause de l'obliquité sous laquelle agissent les parties en contact ; pour cette même raison, la commande doit toujours venir de la vis, et non du pignon, dont les dents buteraient, sans cela, contre les filets de la première sans parvenir à les faire tourner.

Les engrenages à denture hélicoïdale ne peuvent jamais, comme

les précédents, et pour des raisons analogues, transmettre que d'assez faibles efforts : par suite, le calcul de leurs dimensions n'offre pas un très-grand intérêt; on prend quelquefois leurs épaisseurs supérieures, à égalité de résistance, aux épaisseurs des dents des roues droites : mais généralement elles sont tout à fait arbitraires, et leur valeur ne dépend que des considérations pratiques de construction.

(**1068**) Nous ajouterons aux notions qui précèdent quelques mots sur les *engrenages par friction;* dans ces sortes d'organes, la roue menante transmet son mouvement à la roue menée par la simple force du frottement, les deux jantes pouvant être considérées comme garnies d'une denture infiniment fine : leur action est donc tout à fait comparable à celle de certains embrayages que nous avons décrits plus haut.

Ils ont, comme eux, la propriété de permettre une mise en train progressive ; ce qui est extrêmement important pour les machines à grandes vitesse, et permet aux organes de commande de glisser l'un sur l'autre tant que l'équilibre de vitesse n'est pas établi.

La figure 506 donne un exemple d'une roue d'angle dans laquelle l'arbre horizontal est supposé poussé à volonté par un fort ressort qui l'applique contre le cône vertical et engendre la pression nécescessaire pour produire le mouvement; un simple coup d'œil jeté sur la figure indique la manière dont le mécanisme fonctionne; l'un des cônes, en fonte tournée, s'appuie contre un autre muni de rondelles de cuir superposées et pressées sur champ, puis tournées : on obtient ainsi un frottement plus énergique et moins d'usure qu'avec métal sur métal, et au besoin même, pour l'augmenter, on saupoudrerait le cuir de résine en poudre.

On trouvera facilement, comme au numéro 1057, la valeur de la pression Q nécessaire pour transmettre un effort donné Q', ou réciproquement l'effort Q' que peut transmettre l'arbre sur lequel on exerce une pression Q, en remarquant que la roue de commande agit simplement comme un coin dont l'une des faces seulement appuierait contre l'obstacle, la force de pression attribuée à l'autre se répartissant sur les supports qui maintiennent l'axe.

On aura ainsi, en appelant Q la *pression d'embrayage*, et Q' l'effort qui en résulte normalement aux cônes,

$$Q'=\frac{1}{2}\frac{Q}{\sin\alpha}$$

et la valeur de l'effort circonférentiel maximum pouvant être transmis sera :

$$Q''=fQ'=\frac{1}{2}\frac{Qf}{\sin\alpha}.$$

La valeur de f est généralement comprise, pour le frottement de fonte sur cuir, entre 0,25 et 0,30.

(**1069**) Dans le cas où l'on aurait à établir ainsi une communication de mouvement, non plus entre deux arbres qui se coupent à angle droit, mais entre deux arbres parallèles, on pourrait adopter le système d'*engrenage à friction par coins* de M. Minotto (fig. 507).

Il se compose de deux tambours cylindriques dont les jantes sont armées de nervures et de gorges angulaires qui s'emboîtent exactement. On aura encore par les mêmes procédés la valeur de l'effort transmis : cet assemblage offre les mêmes avantages que les autres engrenages par friction, et il suppose, comme le précédent, des coussinets mobiles et actionnés par un ressort ou un levier pour établir la pression.

Poulies.

(**1070**) Les poulies offrent sur les engrenages l'avantage de pouvoir fonctionner à plus grande distance, d'une manière sûre, commode, peu dispendieuse, et surtout à l'abri de toute chance d'accident, parce qu'elles cèdent, au lieu de rompre comme les précédents, si la résistance est trop forte : en revanche, cette dernière qualité se change en défaut, si l'on a besoin, comme cela arrive quelquefois, d'un rapport exact dans les vitesses de rotation angulaires des deux arbres, parce qu'il y a toujours, en pratique, glissement plus ou moins prononcé de la courroie sur la poulie.

La transmission du mouvement d'un arbre à l'autre se fait donc,

non plus par pression d'une dent sur une autre, mais par frottement; et si l'on veut que ce frottement ait une valeur suffisante pour que la poulie motrice entraîne la courroie, et que celle-ci, à son tour, fasse marcher la poulie menée, il faut qu'il y ait pression des unes sur les autres, résultat auquel on arrive facilement par la tension de la courroie.

Cette *tension* initiale est obtenue soit par un écartement convenable des deux arbres connexés, si l'on peut disposer de cet écartement, ce qui n'est généralement pas le cas; soit par un raccourcissement de la courroie; soit enfin par le moyen d'un *tendeur*, petit rouleau supplémentaire qui, en appuyant sur la courroie, la force à parcourir dans son mouvement un chemin plus considérable, et par suite augmente sa tension.

L'*effet utile* de cette tension, qui a pour but de produire le frottement, dépend en premier lieu de la nature des surfaces en contact, qui sont généralement, en pratique, le cuir et la fonte; secondement, de l'angle d'enroulement de la courroie sur la poulie, correspondant à l'arc sur lequel le contact a lieu.

On peut se servir, pour déterminer la valeur de cette tension, de la formule bien connue :

$$\frac{T}{t} = e^{f\alpha}$$

mais elle a l'inconvénient d'introduire dans le calcul une exponentielle, et dans les circonstances ordinaires on peut s'en passer.

Pour cela, on déterminera d'abord la vitesse de la courroie par la formule empirique :

$$V = 0{,}0065\frac{F}{75} + 0^m{,}5$$

en désignant par F la force en chevaux de la machine; et de cette valeur de la vitesse, combinée avec le nombre de tours connu d'avance que fait par seconde l'arbre moteur, on déduira le diamètre de la poulie d'enroulement.

L'effort tangentiel à transmettre, P, s'en déduira facilement, et on admettra alors que la traction totale que doivent exercer les deux brins de la courroie sur les poulies, pour faire naître sur leur con-

tour un frottement capable de les faire tourner, est donnée par l'expression

$$S=P\left(\frac{C}{a}+\frac{a}{5c}\right)$$

en désignant par $\frac{a}{c}$ le rapport de la longueur de l'arc d'enroulement à la circonférence entière.

(**1071**) Mais on remarquera que si la tension de chacun des brins à l'état de repos est donnée par $\frac{S}{2}$, à l'état de mouvement, le brin conducteur exercera une traction supplémentaire égale à P qui est précisément chargée de l'entretenir.

Ce brin a donc, à l'état de mouvement, une tension égale à

$$T=\frac{S}{2}+P$$

et c'est évidemment la tension maximum sur laquelle doit être basé le calcul de la résistance de la courroie.

Si l'on prend, par exemple, deux poulies de même diamètre à courroie ouverte, en admettant pour P un effort de 100 kilogrammes, on a :

$$S=100^k\left(\frac{2}{1}+\frac{1}{10}\right)$$
$$=210^k$$

et

$$T=205^k.$$

Le chiffre ainsi obtenu ne servira aucunement à opérer pratiquement la tension de la courroie jusqu'à cette valeur qui doit provoquer le mouvement ; mais il donnera le moyen de déterminer sa valeur approximative, et par suite la résistance que doit offrir cet organe, d'où l'on déduira ses dimensions.

Dans le cas que nous venons d'examiner, si l'on prend une courroie de 5 millimètres d'épaisseur, et qu'on admette, comme nous l'avons vu au numéro 986, une résistance de $0^k,20$ par millimètre carré, on en déduit que chaque centimètre de largeur de la courroie

résiste à un effort de 10 kilogrammes, et qu'une largeur totale de 20 à 21 centimètres serait ainsi suffisante.

Du reste, cette largeur se détermine aussi assez souvent par la formule dite de Laborde :

$$F = \frac{LV}{15 \text{ à } 20},$$

en prenant le chiffre 15 pour les axes horizontaux, 20 pour les axes verticaux.

Dans cette formule, F représente toujours la force en chevaux à transmettre, L la largeur de la courroie (supposée simple) en centimètres, et V la vitesse en mètres par seconde.

Les nombres trouvés de la façon que nous venons d'indiquer n'ont, comme on le comprend, rien d'absolu, et ils représentent plutôt une moyenne autour de laquelle oscillent les dispositions généralement adoptées.

(**1072**) La disposition des courroies est variable à l'infini : on peut distinguer cependant en particulier les deux cas où les arbres connexés sont parallèles, et celui où ils se croisent sans être dans un même plan.

Le premier cas, qui est aussi le plus simple, donne lieu à deux dispositions, selon que les courroies sont *ouvertes* ou *croisées*, c'est-à-dire suivant que les deux arbres doivent tourner dans le même sens ou en sens contraire (fig. 508).

Ce *croisement* des courroies est d'ailleurs une disposition en général assez fâcheuse, les deux brins étant obligés de se tordre pour passer au point de croisement et frottant, par suite, assez fortement l'un contre l'autre : de plus, si le diamètre des deux poulies est notablement différent, le point de croisement se rapprochera de la petite, et la torsion éprouvée par la courroie pourra diminuer beaucoup la longueur de l'arc sur lequel elle s'enroule, et par suite son adhérence.

Le second cas donne lieu à la disposition de la figure 509, employée très-fréquemment. Il faut seulement, pour que la courroie ne se déroule pas, avoir bien soin que la ligne d'intersection des plans

moyens des deux poulies soit tangente à leurs circonférences aux points précis de déroulement de la poulie menante et de la poulie menée.

Si l'on fait attention à la position des poulies dans ce dernier cas, on reconnaît qu'en faisant varier l'angle des deux arbres, on peut avoir toutes les dispositions possibles de transmissions se guidant elles-mêmes : en supposant l'angle β égal à zéro, on a les arbres parallèles à courroies directes ; à 90°, les arbres perpendiculaires ; à 180°, les arbres parallèles à courroies croisées.

Mais il arrive très-souvent que l'on est obligé, par la position même des arbres, de prendre des poulies-guides, notamment lorsqu'ils sont parallèles sans que les plans moyens des poulies se confondent, ou lorsqu'ils se coupent.

Les figures 510 et 511 donnent un exemple des dispositions les plus simples adoptées en pareil cas : mais il en existe une foule de variétés qu'il serait trop long de décrire, et dont l'intelligence n'offre d'ailleurs aucune difficulté.

Au point de vue de la *valeur de la force*, les courroies sont généralement employées à la transmission d'organes relativement peu puissants, soit parce que leur nature même ne se prête pas très-bien à une augmentation de dimensions considérable, soit parce que l'on craint qu'il ne se produise des glissements de la courroie sur la poulie qui absorberaient complétement le travail du moteur.

Une augmentation notable de la vitesse d'une part, au moyen d'engrenages convenables, et de l'autre une tension proportionnée à l'effort que l'on veut transmettre, seront des remèdes très-suffisants pour parer aux inconvénients signalés, et de fait, l'expérience a montré que les courroies pouvaient servir avantageusement dans des transmissions importantes.

C'est ainsi qu'on a pu dans une forge établir par ces procédés des trains de laminoirs, menés par une turbine de 100 chevaux, actionnant directement un arbre de couche à raison de 90 tours par minute.

Sur cet arbre est montée une grande poulie de 5ᵐ,60 de diamètre, communiquant son mouvement aux deux poulies du moyen *mill* et

du petit *mill*, par l'intermédiaire de courroies animées d'une vitesse de plus de 26 mètres par seconde.

Le système étant très-ramassé en plan, l'une des petites poulies est rapprochée presque jusqu'au contact de la grande; néanmoins il n'en est résulté aucun inconvénient, et la transmission se fait sans choc et avec une parfaite régularité.

On a même l'avantage, dans le cas particulier d'un laminoir, de pouvoir éviter, en cas de choc, la rupture des organes par le glissement des courroies sur les poulies, avantage que ne présenteraient en aucune façon les engrenages.

(**1073**) Nous avons vu au numéro 986 que le cuir qui compose les courroies doit être autant que possible d'égale épaisseur et d'égale résistance, et que cette condition exclut les courroies de plus de $0^m,30$ à $0^m,35$ de largeur.

Cependant, lorsque l'effort à transmettre dépasse celui qu'on peut demander d'une manière permanente à un cuir simple de la largeur maximum que l'on vient d'indiquer, il faut bien avoir recours à un moyen quelconque pour augmenter la résistance : on se résout alors, bien qu'on cherche autant que possible à éviter cet expédient, à doubler les courroies ; mais celle qui est placée intérieurement éprouvant, en s'enroulant autour des poulies, un allongement moindre que la courroie extérieure, il en résulte que les deux tendent à se disjoindre, et que le *laçage* qui les unit, perdant à chaque instant de sa solidité, peut finir par céder.

On a donc recours assez souvent, en pareil cas, soit aux *courroies à talon*, qui se composent d'une courroie ordinaire sur les bords de laquelle on applique deux bandes solidement cousues (fig. 512), soit aux courroies composées de lanières sur *champ*.

Quant à la longueur, elle serait évidemment fort limitée si on était forcé de faire les courroies d'une seule pièce ; on réunit donc les différents morceaux par des coutures, ou on les soude avec une colle spéciale, en amincissant leurs bords pour qu'il n'y ait pas d'aspérités sur la courroie.

La réunion des deux extrémités d'une courroie pour en faire le système sans fin dont on a besoin, est une opération analogue, sauf

cependant qu'elle doit être opérée de façon que la jonction puisse être supprimée facilement lorsqu'on veut tendre la courroie à nouveau.

A cet effet, on pourra, soit superposer les deux bouts et les réunir par une boucle à ardillon, ou les percer à l'emporte-pièce de trous dans lesquels on passe de petits boulons en fer (ces boulons sont munis, ainsi que l'écrou, de têtes en goutte de suif, qui font sur le cuir une très-faible saillie), soit les tailler en sifflet, puis les coudre ou les coller : dans ce dernier cas, il faut se réserver la faculté de les tendre par l'éloignement des axes commandés, ou bien encore par le moyen d'un *tendeur* convenablement disposé.

(**1074**) La construction des poulies est de la dernière simplicité.

Autrefois, ces organes étaient souvent construits entièrement en fonte, ou bien composés de couronnes en bois avec croisillons de fonte; aujourd'hui, ils sont généralement en fonte et coulés d'une seule pièce : ils se composent, comme les engrenages, du moyeu, des bras et de la jante (fig. 513), et n'en diffèrent guère qu'en ce que cette dernière est parfaitement unie sur sa circonférence, quoique légèrement bombée, ce qui produit un certain allongement des fibres médianes du cuir, et tend sans cesse à rapprocher la courroie de son milieu.

L'épaisseur de la jante peut être pour ainsi dire aussi faible qu'on le voudra, car celle qui est nécessaire pour la bonne venue de fonte suffira toujours pour résister à la pression de la courroie et à l'effort tangentiel qui se manifeste pendant la marche ; elle est d'ailleurs soutenue par les bras, et en outre, le léger bombement qu'on lui donne, augmentant son épaisseur au milieu, améliore encore ses conditions de bonne résistance.

On se sert souvent dans la pratique, pour déterminer son épaisseur, de la formule

$$e = 0{,}03\,C + 0{,}005\,R,$$

dans laquelle C désigne la largeur de la courroie et R son rayon;

et on détermine la flèche qui doit produire le bombement en posant :

$$y = 0{,}03\,C.$$

Enfin la largeur de la couronne L devra être un peu supérieure à celle de la courroie, et l'on posera :

$$L = 1{,}2\,C.$$

On sera sûr ainsi qu'elle porte toujours sur la couronne. Quant au diamètre, on a déjà vu comment il se calculait.

Les bras de la poulie sont, comme pour les engrenages, calculés de façon à résister chacun à l'effort circonférentiel total : on leur donne généralement une section elliptique, et le calcul de leur dimension se fait exactement comme nous l'avons vu pour les engrenages.

Quelquefois on donne aux bras une forme courbe, afin d'augmenter dans une certaine mesure l'élasticité du système, et d'éviter ainsi des ruptures au moment du refroidissement, après la coulée.

Ils se raccordent par des congés soit à la jante, soit au moyeu, et les congés de deux bras consécutifs, près du moyeu, se réunissent souvent de manière à faire une saillie continue sur son épaisseur : d'autres fois enfin, les bras sont remplacés par une toile pleine, dont l'épaisseur de fonte est toujours suffisante.

Le moyeu doit avoir une épaisseur en rapport avec l'effort de la courroie et le serrage de la clavette.

On prend souvent

$$E = 0{,}3\,C$$

pour son épaisseur, et pour sa portée sur l'arbre :

$$P = 1{,}4\,C.$$

Sa construction est tout à fait analogue à celle des moyeux que nous avons déjà vus pour les engrenages, etc.

Dans le cas de très-fortes courroies, il deviendrait nécessaire de changer les dimensions que nous avons données pour la largeur des bras, l'épaisseur de la couronne et celle du moyeu, et de les aug-

menter dans le rapport de l'épaisseur de la nouvelle courroie à celle de 5 millimètres que l'on suppose habituellement lorsqu'on parle des poulies.

(**1075**) Les dispositions fort simples de la poulie ordinaire que nous venons d'examiner, peuvent être plus ou moins modifiées dans la pratique.

Dans le cas où l'on aura à transmettre une *force considérable*, se comptant par un certain nombre de chevaux, ce qui arrive fréquemment, la poulie deviendra, sauf la jante, entièrement semblable à une roue d'engrenage : la jante sera très-forte, les bras droits et à nervures, le moyeu bien alésé et d'une portée assez considerable sur l'arbre.

D'autre part, si l'on a, pour une raison ou pour une autre, à craindre d'une façon toute spéciale la *chute de la courroie*, par exemple si la poulie est montée sur un arbre vertical, ou que les arbres commandés ne soient pas parallèles, on la munira d'une joue latérale, d'une épaisseur égale à celle de la couronne; une seule joue latérale suffira, si l'arbre est vertical (par exemple dans les poulies des meules de moulin).

Enfin, dans beaucoup de circonstances, on veut pouvoir arrêter à volonté un arbre ou le remettre en mouvement : cette opération se fait très-simplement à l'aide de deux poulies juxtaposées, l'une *fixe* et l'autre *folle* sur l'arbre (fig. 514), et en faisant passer la courroie de l'une à l'autre à l'aide d'une *fourche de débrayage :* lorsque la courroie se trouve sur la poulie fixe, l'arbre doit participer à son mouvement, puisqu'ils sont rendus solidaires par la clavette; lorsqu'au contraire elle est sur la poulie folle, celle-ci obéit, il est vrai, au mouvement de la courroie, mais ne le transmet pas à l'arbre sur lequel elle tourne librement.

Dans ce système, les poulies sont généralement munies de rebords extérieurs, parce que le mouvement alternatif que l'on donne à la courroie lorsqu'on veut la faire passer de l'une sur l'autre, pourrait la faire tomber, et on supprime le bombement de la poulie-tambour correspondante : on remarquera également que les bras sont souvent remplacés dans ce cas par une toile pleine extérieure, ce

qui offre de très-grands avantages, tant sous le rapport de la facilité du tournage et de l'entretien, qu'à cause du moindre danger que ce genre de poulie offre à l'égard des ouvriers qui travaillent dans le voisinage et qui s'y laissent prendre beaucoup moins facilement.

(**1076**) Lorsque la transmission se fait non plus par des courroies, mais par des cordes ou des chaînes, le seul changement apporté à la forme des poulies consiste en ce que l'on creuse dans la jante une gorge demi-circulaire ou à section convenable : il est facile de se figurer la forme à adopter dans chaque circonstance.

Mais une disposition ingénieuse que nous devons signaler est celle des *poulies extensibles* de M. Chapelle, destinées à permettre de modifier le diamètre de la poulie, même pendant le mouvement de l'arbre sur lequel elle est montée.

Ces poulies extensibles ont été principalement employées dans les machines à fabriquer le papier continu.

Leur jante se compose de six segments (fig. 515) actionnés chacun par des roues d'engrenage à angle qui reçoivent leur mouvement commun d'un moyeu à six pans, sur lequel on agit avec une clef, et qui n'est pas figuré dans le dessin.

Ces roues, percées en leur centre d'un trou taraudé, servent d'écrou à des tiges filetées sur lesquelles sont précisément montés les segments, que dans leur mouvement elles écartent ou rapprochent du centre, en faisant varier de cette façon le rayon de la poulie.

Ce système offre l'inconvénient d'occasionner à la jante des solutions de continuité d'autant plus grandes que le mouvement des roues d'angle a été plus considérable, ou en d'autres termes, que le diamètre de la poulie a été plus augmenté, et en outre de conserver dans tous les cas à ces segments un rayon de courbure invariable, ce qui empêche la courroie de s'appuyer complétement sur la jante. Mais dans les conditions où cette poulie a été employée, c'est-à-dire à faible vitesse et avec des efforts peu considérables à transmettre, ces inconvénients étaient négligeables.

(**1077**) Nous ajouterons enfin quelques mots sur les poulies co-

niques, dont le but est de changer les vitesses de rotation des deux arbres connexés.

A cet effet, on juxtapose, pour ainsi dire, sur l'un des arbres, une série de poulies de diamètres différents (fig. 516), et sur le second une autre série semblable, mais disposée en sens contraire, de sorte que la longueur de la courroie reste sensiblement constante. La petite base est simplement fondue pleine avec le moyeu pour l'assujettir sur l'arbre, et la grande est fermée par un plateau qui se fixe au moyen de vis sur des oreilles venues de fonte avec la jante supérieure.

Lorsque le cône est suffisamment court, on supprime même ce plateau, en donnant au moyeu du fond une portée suffisante.

Du reste, il arrive aussi quelquefois que l'on met en relation un cône-poulie avec un tambour cylindrique, et non plus avec une poulie conique inverse : le changement de rotation se fait encore, mais il faut accepter les conséquences du changement de longueur de la courroie.

Transmissions télodynamiques.

(**1078**) On a vu que la dimension en largeur des courroies, nécessairement fort limitée, ne rend pas possible par leur intermédiaire la transmission des forces considérables qui occasionneraient à la jante des poulies un effort tangentiel tout à fait disproportionné avec leur résistance; de même, lorsqu'il s'agit de transmettre une force, même petite relativement, à une certaine distance, la grandeur même de cette distance, sans autre considération, devient un obstacle à leur emploi; l'élasticité des courroies donne lieu en effet à des oscillations ou à des variations de vitesse qui augmentent avec la portée, et qui, au delà d'une certaine limite, rendraient la transmission par trop irrégulière, sinon même tout à fait impossible.

M. Hirn, de Colmar, a résolu depuis quelques années la difficulté par l'emploi des *câbles métalliques*, à la fois moins élastiques que les courroies, et suffisamment souples, résistants et peu altérables, et ce n'a pas été sans des difficultés de réalisation pratique fort grandes; mais comme ces difficultés ont fini par être surmontées

et vaincues, ces organes sont devenus aujourd'hui d'un usage courant : d'ailleurs, leur importance très-grande, la difficulté de leur installation et le soin qu'elle exige ne permettant pas le même empirisme que pour la pose des courroies, il est nécessaire de recourir au calcul dans une beaucoup plus large mesure, et nous allons faire voir comment l'on devra s'y prendre dans la pratique, si l'on a à établir une transmission de cette nature.

(**1079**) Lorsqu'on a à transmettre un certain effort qui agit sur un arbre tangentiellement à un cercle de rayon r, la poulie menante, entraînée par le mouvement de l'arbre, ne fera à son tour tourner la poulie menée par l'intermédiaire du câble, que si la pression exercée par ce câble sur la gorge de la poulie, par suite de la tension, opère un frottement suffisamment énergique.

La première recherche à faire en pareil cas est donc de *déterminer la valeur de la tension* capable de faire tourner la poulie menée malgré la résistance des opérateurs.

Soit A la poulie menante, B la poulie menée (fig. 517); supposons qu'elles tournent dans le sens indiqué par les flèches : appelons T la tension du brin conducteur, t celle du brin conduit, nous pouvons imaginer les deux brins coupés et les tensions remplacées par des tractions respectivement égales à T et à t et produisant d'ailleurs un effet absolument identique.

La condition d'uniformité du mouvement supposant que les moments des forces pris par rapport aux centres sont égaux, on a pour la roue menante :

$$Pr+tR-TR=0,$$

et pour la roue menée :

$$TR'-tR'-Qr'=0;$$

on tire de là d'une part

$$(1) \qquad T-t=P\frac{r}{R},$$

et de l'autre

$$(2) \qquad T - t = Q\frac{r'}{R'};$$

d'où il suit qu'en supposant le mouvement uniforme, les quantités $P\frac{r}{R}$ et $Q\frac{r'}{R'}$ sont égales.

Mais cela ne suffit pas pour déterminer la valeur de T : il faut encore introduire dans le calcul la considération du frottement.

Or, comme on l'a vu dans le cours de mécanique rationnelle, le frottement qui s'exercerait à la surface de la jante, si le câble glissait sur elle au lieu de l'entraîner, dépend du rapport qui existe entre T et t, et à la limite, lorsque la tension devient assez grande pour que le brin conducteur entraîne le brin conduit en faisant tourner la poulie, le rapport est donné par la relation

$$\frac{T}{t} = e^{f\alpha},$$

en appelant e la base des logarithmes naturels,
f le coefficient de frottement des surfaces en contact,
α la valeur rapportée au rayon de l'arc embrassé par la corde.

On aurait de même

$$\frac{T}{t} = e^{f\beta}$$

en appelant β l'arc de la poulie menée, et il est évident que c'est la plus petite des deux valeurs $e^{f\alpha}$ ou $e^{f\beta}$ qu'il faudra prendre pour le calcul de la valeur de T et t, parce que si les tensions déterminées à l'aide de cette formule sont suffisantes pour la poulie de moindre adhérence, elles le seront *à fortiori* pour l'autre, qu'elle soit menante ou menée; il sera même bon de diminuer encore la valeur de $\frac{T}{t}$ pour renforcer les tensions en vue des irrégularités du travail à transmettre et des causes multiples de dérangement et de vibrations qui peuvent affecter le mouvement.

En désignant donc par K la plus petite des deux valeurs $e^{f\alpha}$ et

$e^{f\beta}$, et par μ un coefficient plus petit que l'unité, nous poserons

$$\frac{T}{t} = \mu K, \tag{3}$$

et cette équation associée aux équations (1) et (2) donnera la valeur de T et de *t*.

(**1080**) Ce calcul suppose qu'on peut négliger le frottement des coussinets ainsi que la raideur de la corde, dont il faudrait tenir compte pour un calcul rigoureux, en introduisant dans les deux premières équations la valeur du moment de ce frottement, et en augmentant le bras de levier sur lequel agit la résistance ; mais ces effets sont négligeables en pratique, et l'on peut en général se contenter de la valeur de T obtenue par la résolution des équations ci-dessus :

$$T = \frac{\mu K}{\mu K - 1} \cdot P \frac{r}{R}.$$

Cette expression donnera la valeur maximum de la tension à laquelle le câble doit résister ; si l'on donne la force du moteur en chevaux, on tiendra compte de l'expression déjà vue au numéro 1060

$$P \times v = 75 \times C,$$

et l'on en tirera, en appelant V la vitesse de la poulie, et remarquant que $\frac{r}{R} = \frac{V}{v}$,

$$T = \frac{\mu K}{\mu K - 1} \times \frac{75 \times C}{V}, \tag{4}$$

d'où il résulte que *la tension de l'organe funiculaire est en raison inverse de la vitesse de la poulie.*

On s'expliquera naturellement ce résultat un peu paradoxal si l'on réfléchit qu'on peut assimiler en quelque sorte le câble à une conduite débitant une certaine quantité de travail dans un temps donné, de la même manière qu'une conduite d'eau débite une certaine quantité de liquide, la section de cette conduite variant, à

égalité de débit, en raison inverse de la vitesse d'écoulement.

L'expression (4) permettra de calculer ainsi la valeur de T en fonction de la force à transmettre et de la vitesse supposée de la machine : il suffira d'y remplacer μ et K par leurs valeurs, C et V étant d'ailleurs donnés par les conditions mêmes de l'installation.

Afin de se donner le plus de sécurité possible, on pourra prendre la valeur maximum du moindre des deux arcs d'enroulement α, qui est égale à π, en l'affectant du coefficient 0,95 pour tenir compte de la raideur; on prendra pour la même raison μ très-voisin de l'unité, et l'on aura ainsi :

$$\alpha = 0,75\pi$$
$$f = 0,25,$$

d'où

$$K = e^{f\alpha} = 2,109$$

et

$$\mu K = 2.$$

On en tirera

$$\frac{\mu K}{\mu K - 1} = 2,$$

ce qui donne

$$T = 150\frac{C}{V}.$$

On pourrait par un procédé tout à fait analogue calculer t et l'on trouverait

$$t = 75\frac{C}{V}.$$

Il ne reste plus qu'à fixer arbitrairement la valeur de V; on la prend généralement dans les installations actuelles entre 15 et 30 mètres, et plus voisine de ce dernier chiffre que du premier.

(**1081**) La valeur de T trouvée de la façon qui vient d'être exposée est, comme on l'a indiqué, la *tension minima nécessaire*

pour que le câble ne glisse pas sur la poulie, et elle devra servir en conséquence à *déterminer le diamètre* qu'il faudra donner au câble pour qu'il soit capable de résister à cet effort ; mais ce diamètre une fois déterminé, la tension *réelle* subie par le câble *dépendra de la flèche qu'on lui donnera dans l'opération du montage*, et il faudra en conséquence que cette flèche soit réglée de façon que la tension réelle ne dépasse pas trop sensiblement la tension T pour laquelle a été calculé le diamètre.

La relation qui existe entre ces deux quantités se trouve de la manière suivante.

Prenons deux axes de coordonnées rectangulaires en plaçant l'origine au milieu de la longueur du câble, point où la tangente est horizontale, et cherchons l'équation de la courbe affectée par le câble sous son propre poids, les points de suspension étant ceux où cesse son contact avec chacune des poulies.

L'on sait que cette courbe est une chaînette; mais comme son équation est un peu difficile à manier, nous supposerons, ce qui n'influera pas sensiblement sur les résultats si la flèche n'est pas très-considérable, qu'au lieu d'être réparti sur la *longueur même du brin*, le poids est réparti sur la *projection horizontale*.

Considérons donc un arc de courbe compris entre l'origine et un point quelconque M, de coordonnées x, y; les forces extérieures devant se faire équilibre, la somme de leurs moments par rapport au point M doit être égale à O.

Le moment de la tension qui s'exerce à l'origine des coordonnées et que nous appellerons S_0 est $S_0(h-y)$.

Le moment du poids du câble, proportionnel par hypothèse à la projection sur OX, est $-px \times \frac{x}{2}$, en appelant p le poids par unité de longueur.

Le moment de la tension au point M est nul.

On a donc

$$S_0(h-y) - \frac{px^2}{2} = 0$$

et

$$h - y = \frac{px^2}{2S_0}.$$

Comme cette relation est vraie quel que soit le point M, c'est là l'équation de la courbe : elle permet de trouver immédiatement S_0 en fonction de h et de l, car on sait que pour $x=\frac{l}{2}$ on a $y=0$. Remplaçant ces quantités par leur valeur dans l'équation ci-dessus, il vient

$$h=\frac{pl^2}{8S_0},$$

d'où

$$S_0=\frac{pl^2}{8h}.$$

l est facile de tirer de là la valeur de la tension en un point quelconque du câble.

En effet, cette tension est la résultante des deux tensions composantes, horizontale et verticale, dont la première est invariable et par conséquent toujours égale à S_0 une fois le système en équilibre, et dont l'autre augmente à chaque élément successif du câble, du poids de cet élément.

On a donc pour un point quelconque

$$S=\sqrt{S_0^2+p^2x^2}$$

et par suite

$$S=\sqrt{\frac{p^2l^4}{64h^2}+p^2x^2}=\frac{pl^2}{8h}\sqrt{1+\frac{64h^2x^2}{l^4}}.$$

La tension maximum correspond au maximum de x, c'est-à-dire aux points de suspension.

Faisant donc $x=\pm\frac{l}{2}$, il vient :

$$(1)\qquad S_1=\frac{pl^2}{8h}\sqrt{1+\frac{16h^2}{l^2}}=\frac{pl}{8}\sqrt{\frac{1}{\left(\frac{h}{l}\right)^2}+16}$$

ou, en résolvant par rapport à h,

$$(2)\qquad h=\frac{1}{4}\frac{l}{\sqrt{4\left(\frac{S_1}{pl}\right)^2-1}}.$$

L'on a ainsi la valeur de la tension au sommet en fonction de la flèche ou réciproquement : si on désirait l'avoir en fonction de la longueur même du câble, on remarquerait que la longueur d'un arc de parabole compris entre le sommet et un point d'abscisse $x=\frac{l}{2}$ peut s'exprimer avec une exactitude suffisante par la relation

$$(a) \qquad a=l+\frac{8}{3}\frac{h^2}{l};$$

et en éliminant h entre les deux équations (1) et (a), on obtiendrait :

$$(3) \qquad S_1=\frac{pl}{4}\sqrt{4+\frac{2l}{3(a-l)}},$$

d'où l'on pourrait encore tirer

$$(4) \qquad a=l\left(1+\frac{1}{6}\times\frac{1}{4\left(\frac{S_1}{pl}\right)^2-1}\right),$$

ce qui est quelquefois plus commode pour l'usage courant.

(1082) Cherchons, par exemple, à calculer un câble auquel on veut donner 7 torons, c'est-à-dire 42 fils, et qui est destiné à transmettre une force de 30 chevaux.

On suppose l'écartement des piliers égal à 110 mètres, le rayon des poulies égal à $1^m,45$ et leur vitesse à 100 tours par minute.

On prendra tout d'abord, comme nous venons de le voir, la valeur de T donnée par la formule

$$T=150\frac{C}{V},$$

en remarquant que la vitesse de 100 tours par minute pour une poulie de $1^m,45$ de rayon donne pour V une valeur de 15 mètres par seconde.

On a donc

$$T=150\times\frac{30}{15}=300^k.$$

Si l'on veut faire travailler le câble à raison de 6 kilogrammes par millimètre carré, on en déduira immédiatement la section, égale à 50 millimètres carrés, la section de ses fils, égale à $\frac{50^{mm^2}}{42} = 1^{mm^2}2$, et leur diamètre, qui sera de $1^{mm},24$.

Quant à son poids par mètre courant, on l'aura par l'expression

$$0,000050 \times 7800^k = 0,390^k,$$

d'où l'on tirera, par les formules (2) et (4),

soit
$$h = \frac{1}{4}\frac{110}{\sqrt{4\left(\frac{300}{45}\right)^2 - 1}} = 1^m,98,$$

soit
$$a = 110^m,095;$$

ce qui donne la flèche et la longueur du câble qui font prendre à la tension, aux points de contact avec les poulies, une valeur de 300 kilogrammes nécessaire pour qu'il n'y ait pas glissement sur la gorge.

(**1083**) Nous avons supposé dans les calculs qui précèdent, que les deux poulies étaient au même niveau ; mais l'emploi des câbles télodynamiques étant particulièrement développé dans les pays accidentés, il peut arriver, et de fait il arrive assez souvent, que les deux stations sont à des niveaux différents, avec une différence de hauteur H et un écartement l.

Le calcul doit dans ce cas être un peu modifié : les tensions aux deux extrémités d'un même brin ne seront plus égales, il est vrai ; mais en appelant T et t les tensions des deux brins de la poulie menante, qui est en général la poulie inférieure, T' et t' celles de la poulie menée, on aura encore :

(1) $$T - t = P\frac{r}{R}$$

(2) $$T' - t' = Q\frac{r'}{R'}$$

(3) $$\frac{T}{t} = \mu K,$$

cette dernière équation devant être appliquée à la poulie inférieure parce que c'est celle où les tensions sont les plus faibles.

On en tire comme précédemment :

$$T=2P=150\frac{C}{V}$$

$$t=P=75\frac{C}{V}.$$

Connaissant ainsi les tensions pour la poulie inférieure, on ne pourra pas, comme on l'a fait précédemment, s'en servir pour calculer la section du câble, attendu que les tensions de la poulie supérieure étant plus fortes à cause de la différence de niveau, cette section ne serait plus suffisamment résistante.

Mais on arrivera aisément au résultat en songeant que l'on a, en désignant toujours par p le poids du câble par unité de longueur,

$$T'=T+pH;$$

et si l'on désigne par T la tension limite qu'on veut faire supporter au câble, par ω sa section *réelle*,

$$T'=\omega\tau,$$

ou, si l'on veut,

$$T'=\frac{p}{\delta}\tau,$$

en appelant δ la densité de la matière qui le constitue.

On tire de là

$$\frac{p}{\delta}\tau=T+pH,$$

et finalement

$$p=\frac{T\delta}{\tau-H\delta}.$$

(**1084**) Le poids linéaire du câble étant ainsi déterminé, on se donnera encore une relation entre la tension, dont on connaît déjà la valeur minima nécessaire pour faire tourner le système, et l'un

des éléments de la pose du câble; c'est ici la tangente au point inférieur de la courbe que l'on prend généralement.

Rapportant, comme dans le cas précédent, l'équation de la courbe au sommet inférieur, dont la position est encore indéterminée, on trouvera de la même manière que ci-dessus :

$$S_0 y = \frac{px^2}{2}$$

ou

$$y = \frac{p}{2S_0} x^2,$$

en appelant toujours S_0 la tension au sommet de la courbe.

Changeons maintenant d'origine en prenant le point de suspension inférieur. L'équation deviendra évidemment :

$$y = \frac{p}{2S_0} x^2 + nx,$$

n étant une constante qui est précisément, comme il est facile de le voir, le coefficient angulaire de la tangente à la courbe, à l'origine des coordonnées.

Cette équation étant vérifiée pour $x = l$ et $y = H$, on a :

$$H = \frac{pl^2}{2S_0} + nl,$$

d'où

$$S_0 = \frac{pl^2}{2(H - nl)},$$

et l'équation de la courbe peut s'écrire :

$$y = \frac{H - nl}{l^2} x^2 + nx.$$

Elle coupe l'axe des X au point correspondant d'abord à $x = o$, ce que l'on sait *à priori*, puis au point

$$x_0 = -\frac{nl^2}{H - nl},$$

et le sommet correspond à $x = \frac{1}{2} x_0$.

On a donc, pour la tension en un point quelconque :

$$S = \sqrt{S_0^2 + p^2\left(x - \frac{1}{1}x_0\right)^2},$$

et au point de suspension inférieur :

$$(1) \qquad S_1 = \frac{pl^2}{2(H - nl)}\sqrt{1 + n^2}.$$

Pour avoir la valeur de n en fonction de S_1, il faudrait résoudre cette équation en l'ordonnant par rapport à n : mais les formules auxquelles on arrive n'étant pas très-simples, il vaudra mieux remplacer les lettres par leurs valeurs numériques et ne tirer de la formule la valeur de n qu'après avoir fait cette opération.

Soit par exemple une transmission dont les données numériques sont les mêmes que tout à l'heure, mais avec cette différence que l'un des piliers est élevé de 10 mètres au-dessus de l'autre.

Dans ce cas, il faudra encore avoir comme tension minima aux poulies

$$T = 150\frac{C}{V} = 300^k.$$

Cette valeur de T entraînera pour celle de p :

$$p = \frac{T\delta}{\tau - H\delta} = \frac{300^k \times 7800}{6.00.00.00 - 10 \times 7800},$$

ce qui donne pour p une valeur de $0^k,393$.

On aura donc, d'après la formule (1),

$$300 = \frac{0,393 \times 12100}{2(10 - n \times 110)}\sqrt{1 + n^2},$$

et en élevant au carré, puis résolvant l'équation par rapport à n, ce qui donne des calculs numériques un peu compliqués :

$$n^2 - 0,182767n + 0,00308996 = 0,$$

d'où l'on tire :

$$n' = 0,150910$$
$$n'' = 0,031856,$$

c'est-à-dire, en appelant A′ et A″ les angles correspondant à ces tangentes, environ :

$$A' = 8°,30'$$
$$A'' = 1°,50'.$$

De ces deux valeurs, c'est celle qui satisfait à l'équation irrationnelle ci-dessus et correspond au signe positif du radical qu'il faut prendre; il est facile de voir que c'est la seconde, et que la valeur 1°,50′ devra seule servir à régler la position du câble.

(**1085**) Enfin, bien que les transmissions télodynamiques soient généralement rectilignes, il peut arriver dans certains cas, lorsque les deux arbres qu'il s'agit de réunir ne sont pas parallèles, que l'on désire ne pas recourir à des roues d'angle pour le changement de direction, et qu'on préfère raccorder la direction de départ du câble et celle d'arrivée par une portion de polygone régulier, au sommet duquel sont placés des galets de support.

En ce cas, il faut avoir soin que le plan dans lequel tourne chaque galet contienne les tangentes au premier élément des deux courbes affectées par le câble de part et d'autre du galet; et l'inclinaison du plan de ces deux tangentes sur l'horizon servira à déterminer celle de l'axe du galet correspondant.

Voici la manière fort simple dont on pourra la calculer.

Soit P le galet (fig. *a*, pl. LXXXVII), T_1 et T_2 les deux brins : prenons, à une distance $CO = \gamma$, un plan horizontal sur lequel le sommet C se projette en O, et qui est coupé par le plan des deux tangentes en AB.

Dans le trièdre C.OAB, on connaît $CO = \gamma$, puis a_1 et a_2, dont l'un est supposé calculé de la manière qu'on a indiquée plus haut, tandis que l'autre s'en déduit immédiatement par l'équation de la courbe; enfin on connaît également AOB, qui marque le changement de direction.

On se propose de calculer l'angle CPO.

Or

$$\operatorname{tg} CPO = \frac{CO}{OP}.$$

Il faut donc calculer OP.

Pour cela, nous déterminerons AO et OB en fonction de CO, a_1 et a_2 ; puis nous calculerons la hauteur OP du triangle AOB, dans lequel nous connaîtrons AO, OB et l'angle compris AOB.

Or nous avons :

$$OB = \frac{CO}{tg a_1}$$
$$OA = \frac{CO}{tg a_2},$$

et dans le triangle AOB :

$$\frac{OB + OA}{OB - OA} = \frac{tg \frac{1}{2}(A+B)}{tg \frac{1}{2}(A-B)},$$

L'angle A + B étant connu, puisque c'est le supplémentaire de C, on déduit immédiatement de là la valeur de A — B, et par suite de A ou de B.

Or, dans le triangle AOB, on a

$$\begin{aligned} OP &= AO \sin A \\ &= CO \sin A \, tg a_2. \end{aligned}$$

On tire de là la valeur de l'angle CPO.

Il est indispensable que les indications fournies de cette manière soient rigoureusement suivies dans le montage.

(**1086**) Les calculs nécessaires pour le choix et la pose de l'organe funiculaire étant ainsi achevés, on pourra procéder à la commande du câble et à la construction des appareils destinés à le soutenir.

Le câble se compose, en général, de six torons qui comprennent chacun six fils enroulés autour d'une âme en chanvre, ces six torons étant d'ailleurs eux-mêmes disposés également autour d'une autre âme en chanvre de première qualité, d'un diamètre assez considérable, et ayant le sens de leur enroulement contraire à celui de leurs fils. Le diamètre total ne descend pas en général au-dessous de 10 millimètres (fig. 518) ; pour les câbles d'un plus grand nom-

bre de fils, on augmente le nombre des torons sans augmenter celui des fils de chaque toron.

On fera la plus grande attention à la qualité du fil employé, qu'il faut choisir avec grand soin pour qu'il possède une grande résistance ; et l'on devra particulièrement s'attacher à prendre des fils *très*-longs pour réduire le plus possible le nombre des joints.

Le fil d'acier a paru jusqu'ici être d'un usage moins avantageux que le fil de fer.

(**1087**) Le câble est ensuite monté sur des poulies d'un diamètre convenable, et qui atteint généralement, dans la pratique, une valeur de 3 mètres à $5^{m},50$. On peut se servir, pour le déterminer, de la relation

$$\frac{R}{\delta}=\frac{10.000}{T},$$

dans laquelle on désigne par P le diamètre du fil et par T sa tension.

Le but de l'adoption de ces grands diamètres est de diminuer la flexion produite par l'enroulement sur les poulies, qui occasionne un effort d'extension assez considérable, et par suite une fatigue très-notable ; et s'ils ont l'inconvénient d'augmenter considérablement le poids des poulies, et par suite les frottements, ils offrent, en revanche, l'avantage de leur faire jouer l'office de volant, et de favoriser ainsi dans une proportion très-notable la régularité du mouvement.

Leur construction n'offre qu'une particularité intéressante : elle consiste dans la disposition de la *gorge* sur laquelle s'enroule le câble. Cette gorge (fig. 519) est creusée en forme de V à pointe arrondie, au fond duquel est une rainure en queue d'aronde, dans laquelle on mate soit du bois, soit du cuir, de la gutta-percha, ou même de la ficelle, de manière à former une surface dont le frottement avec le fil soit assez considérable pour donner une grande adhérence : le cuir *debout* paraît être ce qu'il y a de mieux.

Le corps même de la poulie, jante, bras et moyeu, est entièrement métallique, généralement fondu en deux pièces à cause de la dimen-

sion, avec des joues ou tubulures transversales, ménagées sur la couronne et le moyeu, qui permettent de réunir les deux moitiés par des boulons.

Nous avons déjà dit que la vitesse à la circonférence était généralement de 20 à 25 et même 30 mètres par seconde; et s'il convient de ne pas dépasser ce chiffre, c'est uniquement à cause de la force centrifuge développée, qui pourrait devenir une cause sérieuse de danger en faisant voler la jante en éclats.

(1088) La pose des poulies est une opération délicate, car elles doivent être rigoureusement dans le même plan, sans quoi les tensions énergiques développées par la force transmise pourraient amener dans le système de graves désordres : elles sont montées sur des piliers en maçonnerie de construction soignée, en briques ou en pierre (fig. 520), et reposent sur des paliers munis de plaques de fixation solidement reliées au massif par quatre forts boulons qui pénètrent dans la maçonnerie de fondation.

Lorsque les poulies auront ainsi été mises en place, on procédera à la pose du câble en le hissant sur elles, et reliant deux points respectivement voisins des deux extrémités aux crochets d'un palan, puis en tirant sur la corde de celui-ci *jusqu'à ce que l'on ait mis en contact les deux points séparés par une longueur de câble égale à* $2a + 2\pi R$, que l'on a calculée à l'avance; ou bien encore *jusqu'à ce que l'on ait réalisé une flèche* h; puis on opère l'épissure sur une longueur de quelques mètres.

Préalablement à cette opération, il ne faut pas manquer de lever le profil en long du terrain entre les deux piliers de stations, en prenant une échelle de hauteur triple ou quintuple de celle des longueurs, et de reporter sur le dessin la position des piliers et celle du câble, pour bien s'assurer que la disposition du terrain se prête à l'installation de la transmission.

Dans le cas contraire, il faudrait, soit faire une tranchée pour laisser passer le câble, soit recommencer les calculs, en ne se contentant plus de la valeur de tension minima qui peut faire tourner la poulie, et augmentant cette tension pour diminuer la flèche.

Nous ajouterons à cela qu'il est bon de commencer par un ré-

glage provisoire, parce qu'un câble neuf mis en service se détord toujours un peu et s'allonge, en sorte qu'au bout de quelque temps on est obligé de le déposer pour le raccourcir.

(**1089**) L'écartement des poulies peut aller ainsi jusqu'à 200 mètres; mais quelquefois on n'atteint pas cette limite, parce qu'à cette distance la flèche est déjà très-considérable, et qu'à moins de donner des hauteurs exagérées aux piliers qui les supportent, ou *pylones*, le câble toucherait la terre : il faut même avoir soin de se donner sur ce point une certaine latitude, parce que les vibrations peuvent, à un moment donné, augmenter la valeur de la flèche dans une notable proportion. En conséquence, lorsque la distance à laquelle doit se faire la transmission est assez considérable, il faut avoir recours à des *stations* intermédiaires qui soutiennent le câble et diminuent ou annulent complétement la flèche : on espace généralement ces stations d'une centaine de mètres.

Elles se composent d'un pilier qui porte deux poulies superposées (l'une pour le brin conducteur, l'autre pour le brin conduit), dont la construction est tout à fait analogue à celle des poulies extrêmes; quant au diamètre de ces poulies, celles qui supportent le brin conducteur ont habituellement mêmes dimensions que les poulies extrêmes; celles du brin mené peuvent, à la rigueur, être plus petites : enfin, il arrive quelquefois que la flèche du brin conducteur étant naturellement plus faible que celle du brin conduit, on diminue le nombre de ses poulies de support; mais la première disposition offre une plus grande simplicité, et est, en somme, préférable. Elle nécessite, comme on peut facilement le comprendre, que le massif du pilier soit divisé sur une grande hauteur. Pour diminuer le cube de maçonnerie, on peut faire reposer l'axe de la poulie supérieure sur des paliers surélevés à bâti métallique; mais cette disposition a l'inconvénient d'être plus dispendieuse, sans présenter d'avantages bien notables.

(**1090**) Lorsque le nombre des points d'appui est trop considérable, on préfère généralement remplacer les poulies de support par des poulies à double gorge formant une série de transmissions

successives ; chacune d'elles jouant le rôle de poulie motrice pour la suivante, et de poulie menée pour la précédente. Dans ce cas, on tâche d'avoir un écartement constant entre deux stations consécutives, et tous les câbles partiels sont ainsi de même longueur.

Cette disposition offre le grand avantage de faciliter le remplacement du câble en cas de rupture, en n'exigeant pas la réparation toujours assez longue, et le remontage toujours difficile et délicat, d'un brin qui a plusieurs centaines de mètres de longueur ; de plus, les stations ayant toutes un même écartement, qui est en général de 100 mètres, il suffit d'avoir en réserve un câble d'une longueur d'un peu plus de 200 mètres, qui peut immédiatement servir pour l'une quelconque des transmissions intermédiaires avariées : ce sont là deux avantages considérables.

De plus, et c'est là surtout l'avantage capital de cette disposition, on peut dans ce cas, avec une extrême facilité, utiliser à chaque station une certaine portion de la force reçue, la seconde poulie ne transmettant que la différence entre la force transmise par la première poulie motrice et celle qui est dépensée par la première poulie réceptrice. On peut ainsi distribuer en route la force du moteur, et proportionner la section des câbles successifs aux efforts à transmettre.

Enfin, on a la facilité, si l'on ne prend pas le moyen ingénieux indiqué au n° 1085, de changer à chaque relais la direction du câble, ce qui est quelquefois nécessité par la disposition ou la topographie des lieux où l'on se trouve; et l'on parviendra à ce résultat, soit par des poulies intermédiaires dont la disposition serait assez analogue à celles que nous avons vues pour les courroies en cuir, soit beaucoup mieux par des *roues d'angle* placées aux extrémités des tourillons d'une poulie réceptrice quelconque, et communiquant directement le mouvement à la poulie motrice de la section suivante (fig. 521).

(**1091**) Les transmissions télodynamiques constituant des engins très-puissants et d'une installation relativement difficile, on doit tenir essentiellement à la sécurité de leur fonctionnement : dans le but de la mieux assurer, on cherche quelquefois à opérer la trans-

mission au moyen de deux câbles individuellement assez forts pour pouvoir transmettre la totalité du travail, afin que, en cas de rupture de l'un, l'autre puisse continuer à fonctionner sans inconvénient.

La disposition à adopter paraît fort simple, puisqu'il suffit que l'arbre moteur porte deux poulies A et A' correspondant à deux autres B et B' de la station suivante, en ayant soin que les deux rapports des rayons $\frac{A}{B}$ et $\frac{A'}{B'}$ soient les mêmes; car s'ils ne sont pas rigoureusement égaux, il faudra, les poulies étant calées sur l'arbre, qu'il y ait glissement du câble sur la gorge : or c'est là un inconvénient très-grave, et d'autant plus fâcheux que cette exactitude mathématique du rapport des rayons ne peut s'obtenir pratiquement, à cause des frottements, et qu'on serait à peu près sûr d'en souffrir dans la grande généralité des cas.

La difficulté serait écartée si l'on pouvait, tout en transmettant le travail de l'arbre aux poulies, éviter de les rendre solidaires, et les laisser obéir pour ainsi dire librement au câble chacune de son côté. Voici comment on a réalisé cette condition.

Les deux poulies A et A' (fig. 522) font corps avec deux roues dentées coniques a et a'; mais toutes quatre sont folles sur l'arbre, et reçoivent uniquement leur mouvement de deux autres roues c et c' montées sur un croisillon de l'arbre moteur.

On comprend par là que l'arbre, et par suite les roues c, c', entraînent dans leur mouvement de rotation le système Aa, A'a', tout en permettant, au moyen de la rotation de c et c' sur leurs axes, un mouvement relatif de A et A' qui pare à la difficulté signalée.

(1092) L'*entretien* des câbles se fait par un simple graissage, au moyen d'un mélange composé de quatre parties de suif, deux parties d'huile et une de colophane ; ce mélange remplit les creux, garantit le câble de la rouille, et n'attaque ni le cuir de la gorge ni même la gutta-percha, ce qui est une condition capitale.

Dans le cas où la garniture est en cuir, on peut même simplement graisser à l'huile, ce qui semble donner au câble plus de durée, en diminuant le frottement des brins les uns sur les autres, ou

tout au moins en neutralisant ses effets au moment de l'enroulement sur les poulies.

Un câble bien fait et non surmené peut durer quatre ou cinq ans.

Quant au rendement, il est très-considérable : des expériences faites en Alsace, soit par M. Hirn lui-même, soit par les soins de la Société industrielle de Mulhouse, ont donné les résultats suivants :

NOMBRE DE TOURS PAR MINUTE	NOMBRE DE CHEVAUX A TRANSMETTRE	PERTE CONSTATÉE AU FREIN
144	120	5
108	68	2,51
94	56	2,14
81	42	2,04

On a cru remarquer que la perte était à peu près proportionnelle à la vitesse ; mais elle est en tout cas fort peu considérable.

(1092) On est parvenu, de la manière que nous venons d'indiquer, à résoudre complétement le problème des transmissions.

La communication du mouvement circulaire d'un arbre à l'autre, dans une même machine, se fera donc, en général, par un engrenage à dents de fonte contre fonte ou bois, parce que la communication sera ainsi plus précise et plus sûre, et que la distance permettra de l'établir facilement.

Lorsqu'il s'agira, au contraire, de transmettre le mouvement de l'arbre moteur à tous les arbres secondaires qui actionnent les opérateurs d'une même usine, les transmissions par courroies seront indiquées : la commodité de leur installation, le silence avec lequel elles fonctionnent, la facilité avec laquelle elles permettent de diviser pour ainsi dire le travail du moteur entre les divers outils, soit dans une même salle, soit dans des salles différentes placées même à différents étages, enfin la simplicité des appareils qui permettent d'arrêter leur mouvement ou de les mettre en train par débrayage ou embrayage, en font un mode de transmission précieux, dont l'usage devait naturellement s'étendre, et de fait s'est étendu tellement, qu'il n'y a pas d'usine, pour si petite qu'elle soit, qui n'ait sa transmission de courroies montée et fonctionnant généralement avec une régularité parfaite.

Mais, ainsi que nous l'avons vu, pour les longues distances ce système ne suffit plus, et les câbles télodynamiques de M. Hirn ont donné le moyen de transmettre au loin, puisque l'on a été jusqu'à 1000 mètres, une force considérable qui ne peut être déplacée, et cela en franchissant les rivières, canaux, vallées, maisons, etc., sans gêner le moins du monde la circulation.

C'est ainsi que l'on a utilisé la chute du Rhin à Schaffhouse, celle du Rhône à Bellegarde, etc., au moyen de turbines puissantes dont on transmet le travail au loin, en un point où l'on peut asseoir commodément l'installation des usines : mais ce système offre, il faut le reconnaître, l'inconvénient d'être en quelque sorte rigide, c'est-à-dire de se prêter peu commodément aux tracés sinueux et aux changements de direction ; en revanche, il résout d'une façon commode et à peu près complète le problème de la distribution du travail mécanique à divers gros preneurs.

Il suffit, pour opérer cette distribution, que l'arbre d'une station intermédiaire quelconque serve à mettre en mouvement un arbre horizontal qui pourra distribuer la force aux divers ateliers d'un même établissement; chacun de ceux-ci aura ses outils commandés par un arbre spécial, et ces arbres spéciaux d'atelier seront, à l'égard de l'arbre général, ce que cet arbre lui-même est par rapport au système général de la transmission télodynamique.

Chaque preneur puise ainsi dans un grand réservoir de force; mais par cela même il peut dépasser la limite de ce qui lui est alloué, et mettre en jeu dans son atelier une résistance plus grande qu'il ne le doit, en subissant toutefois lui-même et faisant subir aux autres une certaine réduction de vitesse : le moyen de parer à cet inconvénient n'a pas encore été trouvé d'une manière parfaitement satisfaisante ; mais le besoin ne s'en est pas encore fait beaucoup sentir, parce que si la transmission télodynamique se prête admirablement aux distributions à un petit nombre de grandes usines, dont on connaît la force et les moyens d'action, qui ne peuvent beaucoup varier sans que le *fournisseur* de la force en soit informé, en revanche, elle ne peut guère servir pour la transmission à un très-grand nombre de petits ateliers, telle que le serait, par exemple,

une distribution dans les logements d'ouvriers d'un même quartier ou d'une même ville.

Pour des distributions de cette nature, comme aussi pour les transmissions à très-grande distance qui se comptent par plusieurs kilomètres, pour celles qui doivent suivre le tracé sinueux et plus ou moins accidenté que présentent souvent d'étroites galeries de mines, l'air comprimé et le système hydraulique de M. Armstrong résolvent complétement le problème, en ce qu'ils réduisent la transmission à une ligne de tuyaux qui peut passer partout.

Nous n'avons pas à nous appesantir ici sur ces deux systèmes, dont le principe a été exposé aux n°s 286 et 395, parce que ce n'est pas là une transmission de *mouvement*, mais bien une transmission de *force*, qui s'opère par l'intermédiaire de machines spéciales dont la description a été faite dans le second volume de cet ouvrage, et dont les conditions de résistance sont tout à fait analogues à celles que nous avons vues d'une façon générale dans le chapitre précédent.

CHAPITRE XXXI

SUPPORTS — GARNITURES — PIÈCES DIVERSES

(**1094**) Enfin, nous avons à nous occuper, en ce qui concerne les détails de construction des machines, de diverses pièces qui sans avoir généralement l'importance des précédentes, doivent cependant être étudiées avec soin, sous peine de compromettre le fonctionnement normal et régulier des moteurs dont elles font partie.

Supports.

(**1095**) En premier lieu se présentent les organes destinés à assurer l'invariabilité des axes des pièces tournantes, et qui, suivant leur position ou leur mode de fonctionnement, prennent le nom de *paliers*, *chaises*, *consoles*, *supports*, *boîtards* ou *crapaudines*.

Les *paliers* sont la forme la plus ordinaire des supports sur lesquels reposent les arbres horizontaux.

Ils se composent essentiellement : 1° du *corps*, généralement en fonte; 2° du *chapeau*, qui recouvre l'arbre; 3° des *coussinets*, habituellement en bronze ou alliage plus ou moins analogue, mais quelquefois en bois dur, et qui sont destinés soit à diminuer les frottements, soit à rendre le remplacement de la pièce plus facile après une usure plus ou moins grande; 4° enfin, des différentes pièces de jonction, et en particulier des *boulons*.

Si nous prenons pour exemple le palier type, destiné à supporter

un arbre de dimensions moyennes (fig. 530), nous verrons que le *corps* même du palier se compose du montant, dans lequel on distingue les *demi-colonnes* des boulons du chapeau ; puis de la semelle reliée par un congé avec ces demi-colonnes, et munie à ses deux extrémités de tubulures percées de trous destinés à laisser passer les boulons de fixation.

Ce corps est presque toujours en fonte, et les trous nécessaires pour le passage des boulons du chapeau sont réservés au moment même du moulage; mais il est utile de les rectifier après coup : quant aux trous pratiqués dans la semelle, on les fait légèrement allongés, afin de pouvoir se donner une certaine latitude dans la pose et centrer le palier exactement.

Le corps du palier se fixe quelquefois, au moyen des boulons dont nous venons de parler, sur une plaque en fonte qui porte deux ergots dont la saillie correspond à la hauteur de la semelle : dans ce cas, on règle la position précise du palier au moyen de coins en bois dur, que l'on a soin de placer convenablement avant de serrer les boulons : on peut ainsi, dans les grands paliers, soit par le déplacement en long obtenu à l'aide de ces coins, soit par un déplacement en travers obtenu par l'ovalisation des trous de boulons, arriver à une *exactitude* parfaite de pose.

Le *chapeau*, destiné, ainsi que son nom l'indique, à recouvrir les coussinets qui se trouvent de cette façon encadrés entre lui et le corps du palier, se compose du corps et de deux oreilles dans lesquelles passent les tiges des boulons : il doit être serré à point et ne pas trop presser contre les coussinets, ce qui augmenterait le frottement et pourrait faire gripper le tourillon : aussi intercale-t-on quelquefois entre le corps du palier et le chapeau des plaques de bois qui permettent de serrer ce dernier à fond sans produire sur le tourillon une pression trop considérable.

Enfin, entre les deux, se trouvent, comme on vient de le dire, les *coussinets*, le plus habituellement fabriqués en bronze, et dont la forme doit être telle qu'ils ne puissent ni s'échapper ni tourner sous l'influence du mouvement de rotation de l'arbre. On obtient ces deux résultats très-simplement, d'une part, en donnant à ces organes des *joues* qui les empêchent de glisser parallèlement à l'axe, de l'au-

tre, en faisant leur contour extérieur polygonal, ou mi-partie polygonal et courbe, ce qui les empêche de tourner.

(**1096**) Les proportions du palier que nous venons de décrire, et que l'on peut appeler *palier normal*, sont généralement les suivantes, d'après Armengaud :

Coussinets. — Prenant pour module le diamètre du tourillon, que nous appellerons d, et désignant par e l'épaisseur des coussinets, par s la saillie de leurs joues, on prendra :

$$e = 0{,}07\,d + c,$$

en désignant par c une constante qui varie habituellement de 3 à 4 millimètres, puis :

$$s = 0{,}1\,d,$$

et on fera l'épaisseur de la joue égale à la saillie. Quant à la largeur ou portée totale du coussinet, on la prend, dans les machines à faible vitesse, égale à la longueur du tourillon que nous avons déjà appris à calculer : mais lorsque ce tourillon arrive à faire 40 ou 50 tours par minute, les mouvements relatifs de l'arbre et du coussinet et les trépidations plus ou moins fortes, qu'il est difficile d'éviter complétement, exigent que l'on force cette dimension ; on prend donc :

$$l = 1{,}5\,d;$$

et si la machine marche avec une vitesse exceptionnelle,

$$l = 1{,}5d + \frac{N - 50}{10},$$

en appelant N le nombre de tours effectué par le tourillon en une minute.

Palier. — La largeur du palier étant nécessairement égale à la distance comprise entre les joues, on aura :

$$l' = l - 2s,$$

et pour son épaisseur :

$$e' = 1{,}05\,d;$$

mais la largeur de la semelle sera plus grande que celle du corps, pour offrir au palier une base plus large et plus solide, et son épaisseur sera donnée par la formule : $F = d + 5$ millim.

Chapeau. — L'épaisseur du chapeau est habituellement rapportée à une autre unité que les dimensions précédentes, savoir le diamètre des boulons de serrage, parce qu'il a en effet à résister aux mêmes efforts qu'eux. On pose donc, en désignant ce diamètre par d', et par C l'épaisseur maxima du chapeau au-dessus de l'arbre :

$$C = 2{,}15\,d'.$$

On remarquera en outre que la hauteur pleine, ou épaisseur du corps du palier au-dessous des coussinets, devra naturellement avoir au moins cette valeur : mais on la prend généralement plus forte en vue du montage.

L'épaisseur de métal autour des boulons se calculera, au contraire, comme les dimensions du palier et des coussinets, d'après le diamètre du tourillon, et on posera :

$$e'' = 0{,}35\,d + 5 \text{ (en millimètres).}$$

Enfin, la largeur du chapeau entre les trous de boulons dépendant des dimensions que l'on a déjà adoptées pour les autres parties n'est plus arbitraire, et l'on trouve, en tenant compte de ces dimensions :

$$E = 1{,}84\,D + 18 \text{ (en millimètres).}$$

On prendra un peu plus du double pour la distance des boulons de la semelle :

$$E' = 4{,}25\,D + 42.$$

On remarquera qu'il n'a point été établi de relation entre le diamètre du tourillon et celui des boulons soit du chapeau, soit de la semelle : c'est qu'en effet le premier dépend surtout des efforts de torsion auxquels l'arbre peut être soumis, tandis que l'autre doit correspondre aux efforts de traction directe, souvent très-variables et pouvant acquérir des valeurs considérables, mais en tout cas n'ayant aucune connexion avec les premiers : il faudra donc calculer les deux dimensions indépendamment l'une de l'autre ; mais si la

première se prête bien au calcul, il n'en est pas de même de la seconde, qui devra souvent être prise au jugé et dont la fixation dépendra du sens plus ou moins pratique de l'ingénieur ou du constructeur.

(1097) Il est peu de pièces de machines sur lesquelles l'imagination des constructeurs se soit plus exercée que sur les paliers. Nous venons de donner la description du palier type, qui peut d'ailleurs subir quelques légères modifications : ainsi l'on peut ou non faire reposer le palier sur une plaque de fonte, entre deux saillies dont la distance est, comme nous l'avons dit, un peu supérieure à la longueur de la semelle : on peut fixer la semelle, suivant l'importance du palier, par deux ou quatre boulons, et l'on se règle en général pour cela sur le diamètre du tourillon, suivant qu'il est inférieur ou supérieur à $0^{m},140$, etc. Mais d'autres dispositions plus ou moins complexes ou plus ou moins nécessitées par les circonstances ont été souvent adoptées : nous allons passer en revue les principales.

Les modifications les plus usuelles portent sur les coussinets. Nous avons déjà vu que leur surface extérieure était prismatique, ou mi-partie prismatique et cylindrique : mais on la fait quelquefois complétement cylindrique, et cette forme est naturellement d'un ajustage beaucoup plus facile : dans ce cas, les coussinets offriraient, si l'on n'y prenait pas garde, l'inconvénient d'être entraînés par la rotation du tourillon; aussi a-t-on soin de leur donner, aux deux extrémités d'un même diamètre, soit horizontal, soit vertical, deux saillies qui correspondent à des creux du palier ou du chapeau, et les empêchent ainsi de tourner (fig. 531).

Ce sont là les formes les plus ordinaires des coussinets de bronze : ceux que l'on fait en métal blanc ou alliage d'antifriction se composent généralement d'une partie extérieure en bronze ou en fonte dans laquelle on coule l'alliage; mais ils conservent la même forme générale. Pour les coussinets en bois, au contraire, on tâche de la simplifier, et on aime mieux faire le coussinet carré : tel est le coussinet en bois de gaïac de la fig. 532. — Cette dernière espèce de coussinet ne doit être employée que pour un mouvement de rota-

tion suffisamment lent, sans quoi on risquerait de l'échauffer et de le brûler.

Toutes ces formes plus ou moins variables supposent généralement que les paliers sont soumis à des efforts moyens et à peu près égaux dans tous les sens : mais on a quelquefois à envisager le cas où la pression agit dans un sens déterminé, le plus souvent de haut en bas, comme dans les roues hydrauliques, ou de droite à gauche, comme dans les machines à vapeur horizontales.

Dans le premier cas, on peut disposer sous le coussinet inférieur (fig. 533) deux clavettes parallèles et deux contre-clavettes à talon, sur lesquelles reposent directement les coussinets. Ces clavettes peuvent être chassées au marteau jusqu'à ce que le coussinet soit à la hauteur exacte et précise qu'il doit prendre ; ce qui non-seulement facilite la première pose, mais encore permet, après un temps plus ou moins long et une usure plus ou moins grande, de rectifier commodément la position du tourillon.

Dans le second, on se sert quelquefois du palier à trois coussinets (fig. 534), dont l'un est destiné à recevoir l'action de la pression verticale constante, tandis que les deux autres se trouvent soumis à la pression horizontale qui s'exerce alternativement en avant et en arrière. Le coussinet inférieur repose habituellement, comme dans le palier précédent, sur deux clavettes destinées à permettre le centrage exact du tourillon, et *mises au point* par l'intermédiaire d'une tige filetée qu'un écrou déplace à volonté dans le sens de la longueur ; les deux coussinets latéraux sont également serrés contre le tourillon par des vis de pression.

Enfin, lorsque l'action sur le tourillon s'exerce seulement dans un sens, et que la direction est oblique, on adopte quelquefois des coussinets de forme plus ou moins arbitraire, mais dont le plan de séparation est non pas horizontal, comme dans la majorité des cas, mais incliné et normal à la direction de l'effort ; on parvient ainsi à soustraire, comme il convient, le chapeau à une fatigue qu'il n'est pas dans son rôle de supporter.

(1098) Nous signalerons encore le palier dit *de butée*, employé spécialement pour les arbres d'hélices et de turbines, destinés,

comme on le sait, à recevoir une poussée longitudinale contre laquelle les paliers ordinaires ne les prémunissent pas. L'artifice employé consiste à faire un tourillon et des coussinets à cannelures correspondantes, s'emboîtant les unes dans les autres, comme le représente la fig. 535. La pression longitudinale se répartit ainsi entre les diverses cannelures, et l'usure est proportionnellement beaucoup moindre : les coussinets sont généralement en métal d'antifriction.

On remarquera sur cette figure une disposition toute spéciale, savoir l'installation du palier sur deux tourillons B et B' ajustés dans deux supports latéraux qui reposent sur un patin fixé à la membrure du navire. Cette disposition ingénieuse a pour but de remédier à l'inconvénient des petites variations d'inclinaison dans le plan vertical que la ligne d'arbre peut éprouver par suite des flexions de la carène.

(**1099**) Toutes ces modifications au palier type décrit le premier reposent, comme nous l'avons dit, sur les coussinets; quant à la forme même du palier, elle est très-variable : tantôt on supprime le patin par suite du manque de place, auquel cas on relie le palier à la plaque de fondation par les boulons mêmes du chapeau qui servent ainsi à deux fins, et doivent être munis dans ce cas d'une embase intermédiaire qui permette de serrer modérément le chapeau tout en serrant fortement le palier sur la plaque d'assise; tantôt, pour les paliers de grandes dimensions, on les fixe, comme nous l'avons déjà dit, par quatre boulons au lieu de deux; tantôt, soit pour des raisons de nécessité absolue, soit pour motif de décoration (cette raison se présente surtout dans les grandes machines à balancier), on fait un palier de plus grande hauteur et on lui donne des moulures destinées à mettre sa forme générale en harmonie avec le reste de la machine. Toutes ces modifications ne reposent guère que sur des questions de détail (sauf celle du nombre des boulons), et il suffit de les signaler sans s'y appesantir plus longuement.

(**1100**) Il arrive quelquefois que, par suite de la position de l'arbre, la forme ordinaire du palier, que l'on a supposé fixé sur un

plan horizontal ou à peu près horizontal, ne peut convenir, et que l'on est obligé de recourir aux *chaises* ou aux *supports*.

Les *chaises* sont destinées à supporter les arbres qui passent sous un plancher ou un plafond, et elles s'appliquent contre ce plafond lui-même; la fig. 536 en représente un modèle; on y voit qu'indépendamment de la plaque de fixation et de la colonne creuse verticale destinée à mettre le support à la hauteur convenable, la disposition adoptée diffère de la disposition générale du palier en ce que l'un des boulons est remplacé par un talon sur lequel l'autre boulon fait appuyer le chapeau; elle a pour but de diminuer le porte à faux du support par rapport à l'axe de la colonne.

On donne généralement à la base d'appui A B de la chaise sur le plafond une longueur plus grande que la distance DC du plafond à l'arbre, et une section en forme de T à trois nervures, pour augmenter sa solidité.

La fig. 537 représente une autre variété de chaise qui diffère de la précédente, d'abord en ce que la forme de la partie verticale qui soutient le palier n'est pas la même, mais surtout en ce que le deuxième boulon qui fixait le chapeau dans le type précédent est supprimé et remplacé par une clef destinée à assurer l serrage.

Ces deux exemples suffisent pour montrer la disposition généralement adoptée pour les chaises qui ne permettent qu'un déplacement latéral de l'arbre : mais si l'on suppose que la chaise a deux branches verticales au lieu d'une seule, et que le palier est situé au milieu, on aura un système dans lequel l'arbre pourra en outre être déplacé verticalement. La fig. 538 représente cette disposition, ainsi que les détails de construction qui permettent de visiter et d'enlever à volonté les coussinets inférieur et supérieur.

La fixation des chaises sous les planchers de bois se fait soit directement sur les solives, soit beaucoup mieux par l'intermédiaire de semelles, reliées par des boulons à ces solives, et dont l'épaisseur sert à mettre la chaise au point. Il est évident qu'une modification est nécessaire lorsque l'on a affaire à un plafond à poutres métalliques, comme on a l'occasion d'en rencontrer souvent dans l'industrie : en ce cas, la traverse supérieure de l'appareil est fixée à la branche horizontale de la poutre à T par des boulons à crochets

qui passent dans des œilletons ménagés à cet effet sur la plaque de tête : ces deux modes usuels peuvent du reste subir plus ou moins de variantes suivant chaque cas particulier.

(**1101**) Les *supports*, *consoles* ou *paliers à potence* ne sont autre chose que des paliers ordinaires portés sur des consoles afin de pouvoir recevoir un tourillon en dehors et au-dessus des points d'appui. La fig. 539 en représente un exemple simple : comme modèle plus compliqué, mais présentant de grands avantages au point de vue de la pose de la transmission, nous citerons le palier de Sellers (fig. 540).

Dans ce palier, les coussinets sont en fonte; mais pour éviter l'usure, on a soin de leur donner une grande longueur, assez habituellement égale à quatre fois le diamètre du tourillon, ce qui rend le rapprochement ultérieur des coussinets tout à fait insensible et absolument négligeable dans la pratique.

On y remarque : d'abord, la vis en fonte, à filets carrés, qui porte la boîte enveloppante des coussinets et permet d'amener l'axe des tourillons à la hauteur convenable, par le moyen qu'elle offre de donner au système un mouvement dans le sens vertical; puis, l'ovalisation de la douille qui renferme l'écrou de la vis et qui peut laisser prendre à la boîte enveloppante un léger mouvement dans un plan horizontal; enfin, la forme sphérique de la boîte qui supporte et maintient le coussinet, et permet au système, le centre restant fixe, de prendre une direction quelconque. On comprend combien la combinaison de tous ces mouvements, rendus possibles par ces dispositions ingénieuses, facilite la pose d'une transmission.

(**1102**) Il ne suffit pas, pour soutenir les arbres et leur permettre de marcher avec facilité, de disposer des coussinets convenablement *alésés*, ou pour mieux dire, de mettre en contact des surfaces suffisamment polies : il faut encore les *lubrifier*, pour diminuer le frottement et empêcher l'échauffement d'abord, puis le grippage des parties frottantes, qui s'ensuivrait inévitablement.

On parvient à ce résultat par le *graissage*, opération extrêmement importante et qui doit toujours se faire avec une parfaite régularité.

Le moyen le plus employé pour le graissage des tourillons d'un arbre de couche consiste à faire venir de fonte, au milieu du chapeau du palier, un *godet graisseur* dont le fond est percé d'un trou cylindrique qui communique avec des rainures en diagonale, disposées dans le coussinet supérieur. L'huile dont on a rempli le godet descend, à l'aide d'une mèche en coton, dans l'intérieur du coussinet supérieur et de là sur le tourillon, dont le mouvement de rotation entraîne l'huile dans les rainures du coussinet inférieur. Le graissage peut être rendu à peu près régulier : mais il n'est pas *automatique*, le godet ne contenant qu'une petite quantité de matière lubrifiante qu'il faut fréquemment renouveler, de sorte que souvent l'huile manque, et qu'il y a échauffement et grippage; par contre, si la mèche est mal disposée, l'huile peut être en excès, s'écoule par les joints, salit le bâti de la machine et donne lieu à une dépense inutile; enfin, dans l'un comme dans l'autre cas, le graissage est le même, une fois l'appareil monté, quelle que soit la vitesse ainsi que la charge de l'arbre, ce qui est évidemment défectueux.

Ainsi, d'une part, augmentation du frottement, usure du métal avec les dérangements qui en sont la conséquence, et, dans les cas extrêmes, grippement et mise hors de service du tourillon; de l'autre, gaspillage de matière; dans tous les cas, nécessité d'une main-d'œuvre souvent mal surveillée, voilà les inconvénients du godet graisseur ordinaire.

On a bien tenté quelquefois d'allouer une prime à l'ouvrier chargé du graissage; mais l'expérience a prouvé que l'on gagnait beaucoup moins par l'économie réalisée sur l'huile et la graisse que l'on ne perdait par l'usure plus prompte des machines et l'absorption d'une plus grande quantité de force motrice par le frottement.

On a donc essayé, pour faire disparaître ces inconvénients, de recourir au graissage automatique, et l'on a inventé dans ce but un grand nombre de dispositions de *paliers graisseurs*, dont nous allons faire connaître les principales.

(**1103**) Le palier graisseur *Decoster* (fig. 541) diffère des paliers ordinaires en ce que le réservoir d'huile, au lieu d'être au-dessus du

tourillon, se trouve immédiatement au-dessous; de ce réservoir *inférieur*, dont la capacité est considérable relativement à celle du godet graisseur ordinaire, l'huile est constamment remontée et amenée en abondante quantité sur la surface du tourillon par un organe dont le mouvement dépend de celui même de l'arbre.

La disposition de cet organe a beaucoup varié: celle à laquelle Decoster s'était arrêté consiste dans l'ajustage, au milieu de la longueur du tourillon, d'une rondelle ou disque de métal, ayant un diamètre supérieur de 3 à 4 centimètres à celui du tourillon : de chaque côté de ce disque se trouvent deux coussinets, supérieur et inférieur, de sorte qu'il y a, pour un palier, quatre coquilles de coussinets, au lieu de deux.

Le niveau de l'huile dans le réservoir est assez élevé pour que la partie inférieure du disque y soit immergée constamment et amène à chaque tour, en remontant, une certaine quantité d'huile qui retombe sur la partie supérieure du tourillon et le lubrifie d'une manière continue: la partie du liquide qui parvient à chacune des extrémités du tourillon retombe, comme on peut le voir facilement sur la figure, dans le réservoir intérieur, et il s'établit ainsi une sorte de roulement.

Mais c'est précisément par suite de ce roulement, et aussi de la projection de l'huile contre les parois du réservoir supérieur qui se produit à grande vitesse par suite de la force centrifuge, qu'il s'opère une sorte d'émulsion nuisible au graissage, tandis qu'au contraire, à faible vitesse, la quantité d'huile amenée n'est pas assez grande.

Ce dernier inconvénient est évité dans le palier *Lacolonge* (fig. 542), où l'arbre est simplement muni d'un petit collier portant un godet qui vient à chaque tour prendre une certaine quantité d'huile dans le réservoir, puis remonte et la déverse dans un trou percé au milieu du coussinet supérieur d'où elle se distribue: il est évident que ce palier ne peut fonctionner convenablement qu'à très-faible vitesse.

Dans le premier cas, au contraire, c'est-à-dire avec un mouvement de rotation un peu rapide, on pourra avoir recours au palier *Avisse* ou au palier *Vaissen-Reynier*.

Dans le palier *Avisse*, l'arbre, entre les deux joues extérieures, porte un renflement terminé par des embases un peu plus grandes (fig. 543). Le tourillon ainsi formé est ajusté dans les coussinets et baigne d'une certaine quantité dans le réservoir d'huile, sans que les bords de ce réservoir puissent gêner le mouvement de l'arbre, tenu plus petit que le tourillon proprement dit. Une ouverture au milieu du coussinet inférieur permet d'ailleurs à l'huile de pénétrer librement entre le coussinet et le tourillon.

Le renflement de l'arbre, qui caractérise le type précédent, peut être remplacé par une bague mobile sur cet arbre et entraînée plus ou moins par son mouvement de rotation : c'est là la disposition du palier Vaissen-Reynier (fig. 544), dans lequel la bague, d'un diamètre plus grand que le tourillon, ne le touche qu'à la partie supérieure, tandis que la partie inférieure baigne dans le réservoir; l'huile y est moins agitée que par la rondelle du palier Decoster.

Mais le type auquel on donne aujourd'hui le plus souvent la préférence est celui de *Mesnier et Cheneval* (fig. 544 *bis*), caractérisé par l'emploi d'un *galet graisseur* pressé sous le tourillon, soit grâce à sa légèreté spécifique, par exemple s'il est en liége, soit par la poussée d'un ou plusieurs ressorts; une petite boîte ou cuvette, guidée d'une manière convenable de façon à s'élever toujours bien verticalement, soutient l'axe du galet, et est percée elle-même de plusieurs trous, au fond et sur les côtés, afin que l'huile du réservoir puisse pénétrer dans son intérieur, que la partie inférieure du galet soit toujours parfaitement baignée, et que, de cette façon, le graissage soit continu.

(**1104**) Tels sont les principaux systèmes de paliers graisseurs employés dans l'industrie : on remarquera que le graissage y est essentiellement fait à l'huile, et qu'ils ne conviennent par conséquent que pour les pressions peu considérables, non susceptibles d'exprimer, pour ainsi dire, toute l'huile interposée entre le tourillon et les coussinets ; de plus, le transport d'huile qui doit se faire constamment de la partie inférieure à la partie supérieure exige, sauf dans le palier Lacolonge, un mouvement plus ou moins rapide, sous peine de voir le graissage faire défaut. Ce serait donc un contre-sens que

de vouloir les appliquer à des arbres soumis à des efforts énergiques ou dont le mouvement de rotation est trop lent. Il est indispensable, en pareil cas, d'avoir recours au graissage au suif ou à la graisse : les dispositions employées sont alors beaucoup plus simples : une ou plusieurs rigoles, mettant en communication l'extérieur avec le tourillon, contiennent une certaine provision de suif dont une partie est entraînée à chaque tour de l'arbre entre le tourillon et le coussinet et sert à entretenir une lubrification suffisante.

Aux paliers que nous venons de décrire et dans lesquels le but essentiel poursuivi est la diminution du frottement, se rattache le *palier à refoulement d'eau*, imaginé par M. Girard, et qui, bien que n'étant pas entré dans la pratique d'une façon courante, peut être appelé un jour à rendre d'importants services.

Dans ce système, représenté fig. 545, le chapeau et le coussinet supérieurs n'offrent rien de particulier : mais le coussinet inférieur est entaillé de façon à présenter une série de rigoles aboutissant à la partie centrale du coussinet, laquelle est complètement évidée et communique avec un tuyau dans lequel on chasse de l'eau par le moyen d'une pompe. Cette eau, qu'il est nécessaire de refouler avec une force suffisante, s'échappe en suintant à travers les joints et s'interpose en couche extrêmement mince entre l'arbre et les coussinets. L'arbre est donc supporté tout entier par cette couche liquide, ce qui supprime presque complètement le frottement : malheureusement, nous ne pouvons pas indiquer par des chiffres précis l'économie de travail que cette disposition réalise ; mais elle est ingénieuse et mérite d'être étudiée dans ses détails, car son application serait d'un grand intérêt dans le cas de pressions et de vitesses considérables.

(**1105**) Aux *paliers*, destinés à supporter des arbres *horizontaux*, correspondent les *boîtards*, dont le rôle consiste à guider les arbres *verticaux*, principalement dans la traversée des planchers d'usines, de moulins, etc.

Le modèle le plus simple se compose d'une boîte en fonte (fig. 546), renfermant deux coussinets en bois dur, mais quelquefois

aussi en bronze ; la boite se fixe sur le plancher au moyen de quatre boulons, et le centrage de l'arbre est obtenu à l'aide de deux vis de pression qui actionnent les coussinets.

Ce système, très-souvent adopté à cause de sa grande simplicité, offre d'abord l'inconvénient du taraudage des vis de pression dans la fonte, ce qu'il importe beaucoup d'éviter lorsqu'on doit visser et dévisser assez souvent: on peut, il est vrai, facilement y remédier dans ce cas en logeant dans la fonte un *prisonnier* de fer qui reçoit le taraudage : mais ce perfectionnement n'est pas toujours employé. De plus, le défaut principal de cet appareil est la défectuosité du graissage, qui ne peut se faire qu'en versant l'huile à la partie supérieure, d'où elle ne tarde pas à s'écouler, laissant l'arbre tourner presque à sec.

Au contraire, l'un des modèles les plus perfectionnés qui aient été établis, est celui que l'on emploie souvent pour la traversée des meules inférieures dormantes dans les moulins à farine (fig. 547).

Il est caractérisé par un double système de trois coussinets et de trois cavités comprises dans leur intervalle et alternant avec eux, les coussinets étant fixés par des vis et des boulons au moyen desquels on peut parfaitement centrer l'arbre, tandis que les cavités, percées dans une pièce circulaire appelée *trèfle*, qui se trouve fixée dans un cylindre en fonte scellé à la meule, sont remplies d'étoupe graissée, qui lubrifient constamment l'arbre, tout en retenant la matière grasse et l'empêchant de s'écouler.

L'ensemble de l'appareil est recouvert d'une tôle mince, fixée par des vis sur le bord supérieur du cylindre et destinée à empêcher l'introduction de la poussière ; la facilité du centrage et du graissage en font un organe bien compris et fonctionnant régulièrement.

(**1106**) Aux arbres verticaux se rattache la description d'une pièce spéciale, destinée à soutenir le pivot : c'est la *crapaudine*.

Avant de décrire cette pièce importante, il n'est pas inutile de dire quelques mots du calcul de la dimension du *pivot* lui-même.

Si Q est la charge à supporter et R la fatigue que l'on ne veut pas dépasser par unité de surface, on aura :

$$R\pi\frac{d^2}{4}=Q,$$

formule qui donnera la valeur de d.

Si on prend

$$R=2^k,5 \text{ (fer), il vient } d^2=0{,}50\,Q$$
$$R=5^k \text{ (fonte), } \quad d^2=0{,}25\,Q$$
$$R=7^k \text{ (acier), } \quad d^2=0{,}16\,Q,$$

soit

$$d=0{,}40\sqrt{Q} \text{ pour l'acier}$$
$$d=0{,}50\sqrt{Q} \text{ pour la fonte}$$
$$d=0{,}70\sqrt{Q} \text{ pour le fer.}$$

(**1107**) Le pivot, dont la longueur ne doit pas excéder quatre fois le diamètre, est cylindrique, d'un diamètre plus faible que l'arbre, et rapporté à son extrémité inférieure, plus rarement de la même pièce que lui : il tourne sur un *grain d'acier*, logé au fond d'une douille en bronze ou en fonte qui constitue la *crapaudine*, et celle-ci est à son tour ajustée dans un *manchon* ou *gobelet* en fonte, alésée et renfermée dans une *boîte* qui sert de support.

Une vis butante par-dessous et quatre sur les côtés permettent de centrer l'appareil et de le mettre à la hauteur voulue. Tel est le type d'un grand pivot (fig. 548).

On y remarquera que le pivot proprement dit, en fer forgé ou en acier (son extrémité au moins devant toujours être aciérée), est légèrement conique à la partie supérieure pour pouvoir s'ajuster exactement dans l'arbre. L'avantage que l'on trouve à faire ainsi du pivot une pièce rapportée, au lieu de prendre le prolongement même de l'arbre, consiste principalement à pouvoir employer pour sa fabrication un métal d'excellente qualité, dur et résistant, ce qui permet de diminuer son diamètre et par suite le frottement, ainsi que de faciliter son remplacement, condition extrêmement importante.

Le *grain* de la crapaudine n'a également pas d'autre but : on a

soin de lui donner une petite nervure pour l'empêcher de tourner avec l'arbre, et sa partie supérieure est quelquefois légèrement convexe, pour que le pivot ne repose pas sur lui par toute la surface et que l'huile puisse s'introduire entre les deux. Quant aux différentes pièces, crapaudine, gobelet et support ou poêlette, elles servent, la première à maintenir l'arbre latéralement en l'enveloppant sur une certaine hauteur et lui fournissant un bon frottement; c'est en quelque sorte le coussinet de l'arbre : la seconde à maintenir exactement la verticalité de la crapaudine, principalement lorsqu'on règle la hauteur de l'arbre par la vis butante verticale: enfin la boîte extérieure fixe sert, par l'entremise des vis de pression latérales, à centrer l'arbre.

Ainsi, réglage de la position de l'arbre dans le sens horizontal et dans le sens vertical, précautions pour obtenir de bons frottements et éviter l'usure, voilà le but des dispositions générales de la crapaudine, qui peuvent paraître un peu compliquées au premier abord, mais sont néanmoins parfaitement justifiées.

Le *graissage* est assuré par un évidement annulaire ménagé à la partie supérieure de la crapaudine, et formant une sorte de réservoir que l'on a soin de tenir constamment rempli d'huile; deux petites cannelures verticales ménagées dans la crapaudine, et une autre horizontale dans le grain, jouent le même rôle que les *pattes d'araignée* dans les paliers, en permettant à l'huile de descendre jusqu'à la partie inférieure de l'appareil. Ceci suppose essentiellement que le pivot est à la portée de l'ouvrier chargé de faire le graissage, ce qui n'est pas toujours le cas, comme nous allons le voir.

Enfin on remarquera que la fixation exacte de l'arbre à une hauteur bien déterminée et pouvant varier entre des limites assez grandes est quelquefois indispensable, comme dans les moulins : on l'assure généralement par une vis taraudée dans le moyeu d'une roue d'engrenage, qu'il suffit de faire tourner pour hausser et baisser à volonté tout le système.

(**1108**) Les *pivots de turbines* offrent cette particularité qu'ils sont *noyés*, à moins qu'on n'adopte une disposition particulière

pour les reporter aux dehors; leur graissage exige en conséquence des précautions spéciales.

Le premier cas est représenté par le pivot de la turbine Fourneyron, le second par celui de la turbine Fontaine.

Le pivot *Fourneyron* (fig. 549) repose directement sur le fond même du bief d'aval et le système est complétement plongé dans l'eau : en adoptant pour le graissage une disposition analogue à celle du pivot que nous venons de décrire, on voit que l'huile contenue dans le petit réservoir remonterait immédiatement à la surface, et que le but cherché ne pourrait être obtenu.

Pour obvier à cet inconvénient, Fourneyron a imaginé de renverser en quelque sorte le système, et de terminer l'arbre de la turbine A par une crapaudine reposant sur un pivot fixe. Il a suffi pour cela d'entourer le disque d'acier *a*, par lequel se termine l'arbre et qui a une surface légèrement concave pour mieux assurer sa stabilité, d'un collier ou virole *c* qui forme un rebord saillant et embrasse le grain inférieur *b* avec le gobelet B.

Cela posé, l'huile arrive par le tuyau F, dont l'extrémité supérieure est placée au-dessus du niveau de l'eau, mais à une hauteur arbitraire que l'on peut faire varier, et que l'on fait varier en réalité, pour obtenir une pression plus ou moins considérable et envoyer par ce moyen plus ou moins d'huile dans les joints, suivant que la charge ou la vitesse sont plus ou moins grandes ; on conçoit que cette huile, remplissant la chambre inférieure *f* et la chambre supérieure *f'*, pénètre, par suite de la pression, et par le moyen de deux petits canaux percés dans le grain, jusque sur les surfaces frottantes, d'où une petite rigole *ik* peut la laisser évacuer, afin que la matière lubrifiante soit sans cesse renouvelée.

Enfin, on remarquera que le système complet peut être soulevé par l'intermédiaire d'un levier C dont le bras passe dans la boîte rectangulaire C' ménagée au gobelet, et dont l'une des extrémités prend son point d'appui sur la plaque d'assise en fonte E pendant que l'autre est rattachée à une tige filetée verticale, que l'on manœuvre de la surface. Le gobelet, entraîné dans le mouvement du levier, glisse verticalement dans la douille D en soulevant tout le système.

Cette disposition quoique compliquée est néanmoins celle qui a

le mieux réussi comme pivot de turbine noyé : il faut ajouter que pour éviter toute chance d'accident, échauffement, grippage, etc., Fourneyron a eu la précaution de calculer les dimensions très-largement, pensant avec raison que pour un mécanisme fonctionnant sous l'eau et presque toujours inabordable, il valait mieux augmenter un peu les frais de premier établissement que de s'exposer à des accidents. C'est ainsi que tandis que les autres pivots sont généralement calculés à raison de 3 à 4 kil. par millimètre carré, on ne fait en général supporter à celui-ci que $0^k.7$ à $0^k.8$.

(**1109**) Le pivot de la turbine *Fontaine* est entièrement différent : le voici (fig. 550) tel qu'il a été modifié par MM. *Girard* et *Ch. Callon.*

Au lieu de laisser le pivot noyé à la partie inférieure, on a recours à un artifice qui consiste à le placer à la partie supérieure de l'arbre, et par conséquent au-dessus du niveau du bief d'amont.

Pour cela, un premier arbre, plein et fixe, repose par son extrémité inférieure sur une plaque de fondation placée dans le bie d'aval, tandis que son corps même, convenablement guidé, est enveloppé par un second arbre, creux et en fonte, calé sur la turbine et tournant avec elle, auquel l'extrémité supérieure du premier sert de pivot.

Si A est l'arbre fixe, B l'arbre mobile qui tourne sur lui, on verra sur la figure que ce second arbre reçoit une sorte de renflement évidé ou *œil* dans lequel vient se loger le mécanisme destiné à diminuer les frottements : le pivot proprement dit *p*, relié à l'arbre B par une partie filetée, peut reposer directement sur le grain : mais dans le cas de fortes charges et de grandes vitesses, ce qui arrive fréquemment, on a soin d'interposer entre les deux une série de deux ou trois rondelles en acier, de même diamètre et de 10 à 12 millimètres d'épaisseur, qui se partagent pour ainsi dire entre elles le travail du frottement et l'échauffement qui en est la conséquence.

Le pivot est maintenu invariablement d'abord par l'écrou E sur lequel s'appuie l'arbre creux et par conséquent tout le système de la turbine, puis par le bottard *b* qui maintient sa position relativement à l'arbre inférieur fixe : il peut du reste s'enlever complète-

ment en cas de réparations, si l'on a soin de soutenir préalablement la turbine par des supports convenablement placés, en dévissant l'écrou E ; la partie mobile M étant enlevée, laisse sur le côté une ouverture assez grande pour pouvoir faire passer le pivot.

Pour lubrifier convenablement le système, on donne au *boîtard b* la plus grande capacité que permet la grandeur de l'*œil* de l'arbre en fonte, et on dispose dans l'intérieur de ce boîtard deux paires de coussinets superposées, la première pour le pivot lui-même, la seconde pour la série des rondelles, afin que celles-ci restent constamment centrées; on se contente cependant quelquefois d'une seule paire, s'ils sont assez longs pour maintenir le pivot lui-même et la série de rondelles qui le supportent. L'huile pénètre entre les surfaces superposées par des trous demi-cylindriques creusés sur les deux faces de chaque rondelle et débouchant tous dans un trou cylindrique central qui monte jusque vers le haut du boîtard : là, le trou central s'oblique, et, sous l'action de la force centrifuge, évacue l'huile et la ramène, plus ou moins échauffée, à la partie supérieure du bain. Il en résulte que l'huile ne peut descendre et revenir sous le pivot que lorsqu'elle est suffisamment refroidie; mais on comprend bien que ce résultat ne peut être atteint que si le boîtard offre une capacité suffisante.

C'est pourquoi, dans certaines circonstances de très-grandes pressions ou de très-grandes vitesses, les dispositions que nous venons de décrire, quoique bien entendues, ne peuvent suffire pour empêcher l'échauffement croissant, et par suite le grippement du pivot : de là l'invention du *pivot hydraulique* de M. *Girard*, tout à fait analogue au palier que nous avons déjà décrit, et dont il a du reste été déjà parlé au paragraphe 243 (fig. 100) du premier volume.

(**1110**) Enfin, entre les *paliers* pour arbres horizontaux et les *crapaudines* pour arbres verticaux, on peut avoir à résoudre le problème du soutien et du graissage d'un pivot-tourillon incliné d'un angle quelconque. On comprend qu'il sera facile de modifier les systèmes précédents de façon à les approprier aux circonstances. Nous citerons comme exemple le palier imaginé par M. *Ch. Cal-*

lon pour la transmission télodynamique non rectiligne dont il a été parlé au chapitre précédent.

Dans un système de cette nature, il faut supposer l'action de la pesanteur décomposée en deux forces, l'une dirigée suivant l'axe du tourillon, l'autre normale et contenue dans le plan vertical qui passe par cet axe. On comprend que, suivant le degré plus ou moins grand d'inclinaison, chacune des composantes aura une valeur plus ou moins considérable, et qu'il faudra par suite donner plus ou moins d'importance aux organes destinés à leur résister.

Ici, on se rappelle que l'angle de la roue avec le plan vertical étant assez petit, la plus grande composante était normale à l'axe. Le type adopté se rapproche donc du palier ordinaire, et n'en diffère que par l'introduction dans le système d'un pivot *a* rapporté dans le tourillon, mobile avec lui, portant et frottant sur le *pas fixe b*. Ce *pas* est lié à la boîte cylindrique dans laquelle il est ajusté par une petite nervure, et il est poussé ou buté contre le pivot à l'aide d'une clavette.

Le reste du palier ne se distingue en rien des paliers ordinaires : le chapeau C, notamment, est rapporté et graissé comme d'habitude au moyen d'un godet avec conduit vertical et pattes d'araignée dans les coussinets.

(**1111**) En résumé, si l'on passe en revue les divers systèmes que nous avons énumérés, en vue de la description des organes destinés à supporter les tourillons, et dont il existe, comme on l'a dit, une foule d'autres variétés, on verra que l'on s'attache toujours principalement, après avoir assuré par des surfaces convenablement étendues la position invariable de la pièce et une usure relativement faible, à obtenir un frottement suffisamment doux, soit par la *nature* et le *poli* des surfaces en contact, soit par des moyens convenables de *graissage;* mais qu'en outre, on tâche de rendre facile, par la construction même du système, le remplacement des pièces trop usées ou avariées, des combinaisons ingénieuses de vis ou de clavettes permettant, avant de recourir à ce moyen extrême, de corriger la position de ces pièces et de centrer convenablement les axes tant que l'usure n'est pas trop grande.

La plupart des systèmes inventés ont pour but d'arriver à obtenir ces avantages, et, d'une manière générale, ceux qui ont prévalu sont précisément ceux-là mêmes qui les réalisaient au plus haut degré : tels sont les types que nous avons plus spécialement décrits, et qui suffisent très-bien pour qu'on puisse facilement et rapidement comprendre une description abrégée des autres, et même, jusqu'à un certain point, les juger en connaissance de cause.

(**1112**) Nous aurons terminé la question des *supports* quand nous aurons examiné comment les paliers eux-mêmes, les arbres, et en général les diverses pièces quelconques d'une machine, sont soutenus par des *bâtis* de disposition convenable, dont la construction repose principalement sur le calcul des *colonnes en fonte*.

La question *théorique* de la résistance des colonnes a été traitée dans les numéros 900 à 904 : on y a vu que dans le cas de la fig. 358, correspondant à une barre dont les deux extrémités sont maintenues dans la même verticale, la force minimum qui détermine la rupture est donnée par la formule

$$F = \frac{E\mu}{L^2} n^2 \pi^2,$$

dans laquelle il faut supposer $n = 1$, c'est-à-dire qu'il vient :

$$(1) \qquad F = \pi^2 \frac{E\mu}{L^2}.$$

On suppose essentiellement la colonne prismatique.

D'autre part, on a vu également qu'une barre encastrée à l'une de ses extrémités et susceptible de prendre une flèche à l'autre (fig. 355) rompt sous la charge minimum

$$F = \frac{\pi^2}{4} \frac{E\mu}{L^2};$$

et l'on passera facilement de ce cas à celui d'une barre verticale encastrée à ses deux extrémités, si l'on remarque qu'en divisant cette barre en quatre parties égales, chacune de ces parties, de longueur $\frac{L}{4}$, peut être considérée comme résistant séparément en se trouvant

encastrée à l'une des extrémités mais fléchissant à l'autre, ce qui rentre précisément dans le cas précédent. Il vient donc pour la résistance de chacune d'elles en particulier, et par conséquent de la barre entière :

$$F = \frac{\pi^2}{4} \frac{E\mu}{\left(\frac{L}{4}\right)^2}$$

(2) $$= 4\pi^2 \frac{E\mu}{L^2}.$$

Or, des expériences faites avec soin ont montré qu'une colonne verticale telle que celles qui entrent dans les constructions ordinaires, terminée par des bases d'appui simplement dressées, se comporte à peu près comme si elle était encastrée à ses deux extrémités : on sera donc toujours sûr de la résistance si on applique, pour déterminer ses dimensions, la formule (1), qui suppose une fatigue quatre fois moins grande que la formule (2).

Mais comme on a vu qu'il faut éviter à tout prix même la première déformation, si légère qu'elle soit, on ne se contente même pas de cela dans la pratique, et l'on affecte cette valeur d'un coefficient de sécurité, 0,4 à 0,5 par exemple.

On aura ainsi pour le calcul d'une colonne :

$$F = 0{,}4\pi^2 \frac{E\mu}{L^2} = 3{,}94 \frac{E\mu}{L^2}.$$

Si on la suppose pleine et en fonte, on remplacera E par sa valeur 10 000, et μ par $\frac{\pi d^4}{64}$, valeur du moment d'inertie par rapport à un diamètre.

Il viendra alors :

$$F = 1937 \frac{d^4}{L^2},$$

et très-approximativement :

$$d = 0{,}15 \sqrt{L} \sqrt[4]{F}.$$

Pour le fer forgé, qui peut s'employer quelquefois, on remplacerait E par 20 000 et l'on aurait à peu près :

$$F = 3800 \frac{d^4}{L^2},$$

c'est-à-dire

$$d=0{,}13\sqrt{L}\sqrt[4]{P}.$$

Mais il est essentiel de remarquer que ces formules sont faites pour donner les valeurs de la résistance à la flexion, et que dans le cas d'une faible longueur, il deviendrait nécessaire de calculer l'effort de compression, qui ne doit pas dépasser 6 kilogr. par millimètre carré, pour le fer comme pour la fonte, ce qui fait que le diamètre ne doit jamais descendre au-dessous de la valeur

$$d=0{,}46\sqrt{P}.$$

(**1113**) On sait qu'il est avantageux, pour obtenir l'économie de la matière, de ne pas employer, autant que possible, de colonnes pleines, mais bien d'augmenter le moment d'inertie en adoptant une section *annulaire* ou *cruciforme*.

Dans le cas d'une section *annulaire*, ou en d'autres termes, d'une colonne creuse, il faudra commencer par se donner le rapport des diamètres extérieur et intérieur, qui varie assez habituellement de 0,7 à 0,8, à moins que pour des raisons qui se présentent souvent dans la pratique, on ne tienne à avoir une certaine valeur déterminée pour le diamètre extérieur; dans ce cas, le diamètre intérieur s'en déduirait; mais il serait indispensable de corriger la valeur ainsi obtenue, si elle donnait pour l'épaisseur un chiffre trop faible et devant présenter des difficultés à la fabrication.

Le calcul est fort simple : on part généralement du diamètre de la colonne pleine susceptible de résister à l'effort que l'on a en vue; et les deux colonnes étant supposées équivalentes, on peut écrire :

$$\pi^2\frac{E\mu}{L^2}=\pi^2\frac{E\mu_1}{L^2},$$

ou en d'autres termes, $\mu=\mu_1$; c'est-à-dire que les deux moments d'inertie doivent être égaux.

En appelant d le diamètre de la colonne pleine que l'on suppose calculé d'avance, d_0 et d_1 les diamètres extérieur et intérieur de la colonne creuse, on doit donc poser :

$$d^4=d_0^4-d_1^4;$$

d'où il est facile de tirer :

$$\frac{d_0}{d} = \frac{1}{\sqrt[4]{1 - \left(\frac{d_1}{d_0}\right)^4}}.$$

La valeur 0,7 à 0,8 que nous avons indiquée pour le rapport $\frac{d_1}{d_0}$ n'a rien d'absolu, et pour les rapports suivants :

$$\frac{d_1}{d_0} = 0{,}5 \quad 0{,}6 \quad 0{,}7 \quad 0{,}75 \quad 0{,}8 \quad 0{,}85 \quad 0{,}9 \quad 0{,}95$$

la formule donne :

$$\frac{d_1}{d_0} = 1{,}016 \quad 1{,}035 \quad 1{,}07 \quad 1{,}10 \quad 1{,}14 \quad 1{,}20 \quad 1{,}31 \quad 1{,}52.$$

Le calcul serait encore plus facile si l'on supposait donné le diamètre extérieur ; car dans ce cas on a, en supposant toujours la colonne en fonte,

$$F = 1900 \frac{d_0^4 - d_1^4}{L^2}$$

et

$$d_1 = d_0 \sqrt[4]{1 - 0{,}000526 \frac{FL^2}{d_0^4}}$$

(**1114**) Dans le cas d'une section cruciforme, on se trouve encore en présence de deux données dont l'une est arbitraire, savoir la profondeur et l'épaisseur des nervures ; mais l'on se donne généralement la première, qui est quelquefois imposée par des considérations architectoniques : c'est alors l'épaisseur qui doit être calculée.

En appelant b l'épaisseur de la nervure et h le diamètre de la colonne, il est facile de voir que le moment d'inertie de la section, en supposant les deux branches de la croix d'égale longueur (fig. 551), est

$$\frac{1}{12}\left(bh^3 + hb^3 + b^4\right),$$

et en l'égalant toujours par comparaison au diamètre de la colonne pleine de même résistance, il vient :

$$\pi\frac{d^4}{64}=\frac{1}{12}\left(bh^3+hb^3+b^4\right).$$

On tire de là :

$$d^4=\frac{16}{3\pi}h^4\left(\frac{b}{h}+\frac{b^3}{h^3}+\frac{b^4}{h^4}\right);$$

et comme b est relativement petit par rapport à h, on peut écrire, en négligeant les deux termes $\frac{b^3}{h^3}$ et $\frac{b^4}{h^4}$,

$$d^4=\frac{16}{3\pi}h^4\frac{b}{h}$$

ou

$$\frac{b}{d}=\frac{3\pi}{16}\left(\frac{d}{h}\right)^3.$$

Il est essentiel de remarquer que les résultats trouvés par les formules qui précèdent conviendront bien pour les constructions, soutiens de paliers, de planchers, etc., qui ne sont pas soumis à des efforts brusques pouvant amener des effets de traction ou de flexion subits et d'une certaine intensité : dans le cas contraire, il faudra diminuer le coefficient de sécurité, afin d'augmenter la valeur de la section; il sera même bon de la *doubler* s'il s'agit d'une machine à vapeur verticale dont l'entablement peut être soumis, par l'effet de la vapeur sur le piston, à des à-coup contre lesquels il importe essentiellement de la prémunir.

(**1115**) L'ingénieur qui aura à dresser un projet dans lequel entreront des colonnes devra d'abord se décider entre la section annulaire ou la section cruciforme (plus avantageuses que celle de la colonne pleine, et par là plus souvent employées), la seconde étant cependant d'un usage moins général que la première dans les machines, bien qu'on se trouve avec elle moins exposé à une *mauvaise venue de fonte*. Cela fait, il calculera les dimensions par l'un ou l'autre des divers moyens que nous venons d'indiquer, et il étudiera les formes de la base et du chapiteau, ainsi que du corps lui-même

(qui n'offre pas nécessairement une section identique dans toute sa longueur), de manière à donner à l'ensemble un aspect convenable et même agréable (quoique toujours fort simple), ce qui n'est point aussi inutile qu'on le croit généralement; une machine agréable à l'œil est en effet toujours mieux soignée et mieux entretenue qu'une autre dont les dispositions architecturales ne sont pas harmonieuses: mais ce serait sortir de notre cadre que de décrire même les types les plus usités.

(**1116**) Nous nous contenterons donc de signaler les modes de liaison des colonnes, soit avec les massifs inférieurs de maçonnerie ou les plaques de fondation, soit au contraire avec les poutres, colonnes, etc., qui peuvent exister à la partie supérieure.

Dans les constructions ordinaires, les colonnes sont simplement posées sur des dés de pierre, et la charge qu'elles supportent suffit généralement à assurer leur stabilité : mais il n'en est pas de même pour les machines, où ce moyen ne suffit pas, et où il est cependant indispensable d'établir une liaison rigide entre la colonne et les autres pièces.

On commence par dresser ou rectifier tous les joints à la lime ou au tour, suivant leur forme, et à rendre bien exactement parallèles les deux bouts qui doivent s'assembler sur le bâti et l'entablement, préalablement dressés, eux aussi, et munis généralement, soit de *portées pénétrantes*, soit de plaques de fondation de forme spéciale, destinées à recevoir la colonne; puis on fixe le tout par des boulons ou des tirants convenablement placés (fig. 552 à 556).

Il arrive quelquefois que pour obtenir la rigidité nécessaire, on passe, dans toute la hauteur de la colonne (fig. 552), un tirant qui relie du même coup la colonne, l'entablement, la plaque de fondation et le massif en maçonnerie qui supporte le tout : mais ce système offre l'inconvénient de ne pouvoir être démonté sans que tout se disloque à la fois; et c'est ce qui a donné lieu aux dispositions suivantes représentées fig. 553 à 556, dans lesquelles de simples boulons assurent tout aussi bien la solidité.

La partie supérieure présentera des dispositions analogues (fig. 557 et 558) si la colonne doit être reliée à un entablement; si, au

contraire, elle devait s'assembler avec des colonnes de l'étage supérieur et supporter en même temps des plafonds, il faudrait modifier, suivant les cas, la disposition adoptée : la fig. 559 en donne un exemple bien compris.

C'est le calcul et la disposition des colonnes qui serviront de base au projet d'ensemble du bâti de la machine ou des transmissions de mouvement : mais une fois ces colonnes calculées, il faudra disposer cet ensemble, agencer les diverses pièces, approprier leur forme et surtout leur ordonnancement aux conditions plus ou moins compliquées dans lesquelles on se trouve, et particulièrement dans les transmissions de mouvement complexes par engrenages, bien assurer la solidité et la précision de la pose des roues d'angles, qui non-seulement sont, ainsi qu'on l'a vu, plus sujettes que d'autres à se déranger, mais encore sont plus délicates et plus sensibles à ces dérangements.

L'étude de ces dispositions dépendra de chaque cas particulier; et il est impossible d'énoncer en pareille matière autre chose que des règles générales : nous n'en parlerons donc pas davantage, pas plus que de la forme des colonnes mêmes et des types d'ensemble à choisir au point de vue esthétique, qui rentre plus spécialement dans le domaine de l'architecture.

Pistons.

(**1117**) On sait que le piston, destiné à se mouvoir dans un cylindre sans que le fluide contenu dans ce dernier puisse passer d'une face de cet organe à l'autre, doit en conséquence être parfaitement étanche, et par suite presser fortement contre les parois, tout en laissant le mouvement suffisamment libre : il y a donc là une difficulté pratique provenant du double écueil que l'on doit éviter, et il est intéressant de voir comment on est parvenu à la surmonter.

Bien des artifices ont été imaginés dans ce but : si nous considérons plus spécialement les machines à vapeur, le premier, employé à l'origine, et qui venait du reste le plus naturellement à la pensée à cause de son usage fréquent et déjà fort ancien dans les pompes à eau, consiste à entourer la surface extérieure cylindrique du piston

d'une garniture de chanvre placée dans une gorge qui la maintient en place pendant le mouvement. Il est nécessaire, pour obtenir l'étanchéité parfaite en même temps que la douceur de la marche, de serrer bien également la garniture sur tout le pourtour : cette disposition est suffisante pour les basses pressions.

Plusieurs modèles de pistons ont été faits suivant ces principes : la fig. 561 en représente un dans lequel le corps du piston se compose d'une sorte de boîte en fonte percée d'un trou conique dans lequel la tige vient s'engager, et où elle est retenue, dans un sens par la forme même du trou, dans l'autre par une clavette. Sur cette boîte, et enfilé sur la tige, vient se boulonner son couvercle, à contour évidé comme le bord du piston lui-même, de sorte qu'entre les deux se trouve une gorge dans laquelle la garniture de chanvre est logée et serrée au moyen des boulons du couvercle.

C'est là le piston de Watt; les boulons y sont généralement au nombre de six pour des dimensions moyennes; et pour éviter le desserrage des écrous, leurs têtes sont maintenues par un cercle en fer fixé sur le couvercle, et garni sur sa circonférence extérieure d'entailles qui enserrent entre elles deux ou trois côtés de la tête.

Une pareille garniture doit être, dans les premiers jours de son service, serrée à diverses reprises pour comprimer convenablement le chanvre : elle peut, si elle a été bien faite, durer plus de trois mois; mais elle offre l'inconvénient d'être assez difficile à serrer également, parce qu'il faut avoir bien soin de procéder progressivement sur chaque boulon; de plus, l'opération est longue et assujettissante, car il faut, pour la faire, démonter chaque fois le couvercle du cylindre.

(**1118**) Le premier perfectionnement à faire à ce système était donc de permettre le serrage sans exiger le démontage du couvercle : il a été réalisé par le filetage de la tige du piston, et la fig. 562 représente la disposition adoptée par *Maudslay*.

Un disque en cuivre, à moyeu taraudé et dans lequel passe la tige filetée, porte sur sa circonférence des dents d'engrenage en prise avec un pignon dont l'axe à tête carrée peut être manœuvré par une clef. On conçoit d'abord que si l'on fait tourner le pignon, le disque

de cuivre, par suite de sa position, pressera sur le couvercle et par suite sur la garniture, et qu'on aura même l'avantage d'opérer toujours de cette manière un serrage égal et uniforme. Mais de plus, si l'on se figure que le couvercle du cylindre est percé d'un trou et muni d'un bouchon que l'on peut dévisser lorsque le piston est au haut de sa course, puisque ce trou, dans lequel vient affleurer la tête du pignon, permet de le manœuvrer facilement de l'extérieur, on comprendra également que le second des deux principaux inconvénients du piston de Watt est évité, c'est-à-dire que le démontage du cylindre n'est pas indispensable pour opérer le serrage de la garniture.

(1119) Mais, même avec ce perfectionnement, le piston à garniture de chanvre ne peut servir pour les hautes pressions, soit parce que ce mode de garniture n'est pas étanche, soit parce que, sous l'influence de la haute température, il se brûle et se détériore rapidement. On a donc été naturellement amené à essayer des garnitures *métalliques*.

Ces dernières (fig. 563) sont évidemment beaucoup plus durables que les précédentes : les plus simples consistent dans des anneaux métalliques, en bronze, en fer ou en acier, mais surtout en fonte douce, logés dans la gorge extérieure du piston qui doit prendre évidemment une forme différente de celles que l'on a vues plus haut : ces anneaux, parfaitement dressés, maintiennent très-bien l'étanchéité ; mais comme ils sont nécessairement fendus en un point de leur circonférence pour former ressort, on évite la perte de vapeur qui se ferait par cette fente, soit en disposant, comme l'a fait *Nillus*, une petite pièce rapportée *a* (fig. 564) qui, tout en fermant la fente, permet aux deux parties de se rapprocher à cause du jeu latéral qu'on lui a laissé, soit en prenant deux bagues au lieu d'une, et faisant chevaucher les joints.

On remarquera sur la fig. 563 la construction du piston, qui se compose de deux plateaux entièrement semblables, boulonnés l'un sur l'autre, et enserrant entre eux l'extrémité à double cône de la tige du piston, rendue ainsi complétement solidaire avec les disques : les anneaux métalliques doivent naturellement être engagés dans la

gorge qui est ménagée avant la superposition des deux plateaux.

C'est également sur le même principe qu'est fondée la garniture du piston *suédois* (fig. 565); deux bagues juxtaposées, en fonte douce ou en bronze, dont la jonction est à recouvrement, sont logées dans des rainures pratiquées dans l'épaisseur du corps du piston, et servent à faire le joint. Ce corps de piston a une forme toute différente des précédents : il se compose d'un seul plateau de fonte à rebords dans lequel vient se visser la tige; de sorte qu'il n'y a plus de boulons intérieurs susceptibles de se desserrer ou de se briser.

Le piston *Ramsbottom* proprement dit ne diffère du précédent que par le nombre des anneaux qui est de trois, et la matière dont sont constitués les anneaux, qui est l'acier doux. Ces deux derniers pistons sont extrêmement employés et ont pour eux la consécration d'un long usage.

(**1120**) On a cependant recours assez souvent, mais généralement à tort, à des dispositions plus compliquées de garnitures métalliques : au lieu d'adopter une simple bague faisant elle-même ressort, on en prend une beaucoup plus épaisse, coupée en plusieurs segments, en général deux, trois ou quatre, appliqués contre les parois du cylindre au moyen de coins pressés eux-mêmes par des ressorts intérieurs. Cette dispositton, malgré sa complication assez grande, est assez répandue.

On la comprendra facilement en examinant la fig. 566, qui représente le type dit de *Cavé :* la double rangée de bagues se compose chacune de quatre segments entre lesquels viennent se loger les coins que des ressorts à boudin, logés dans des cavités pratiquées dans le corps du piston, pressent contre le cylindre.

L'angle de ces coins n'est pas indifférent : s'il est trop obtus, le coin ne presse pas assez; s'il est trop aigu, il presse bien; mais si par malheur un alésage imparfait ou une usure inégale du cylindre occasionne en un point une légère diminution de diamètre, la bague ne peut pas céder et le défaut d'élasticité peut entraîner des inconvénients fort graves, sinon même la rupture complète : la pratique montre qu'un angle de 75 à 90° est satisfaisant.

Les ressorts à boudin s'encrassant assez rapidement, beaucoup

de constructeurs préfèrent les remplacer par des ressorts ordinaires en fer méplat, tels que ceux de la fig. 567, représentant le piston d'une grande machine construite par le Creuzot : la fermeture hermétique est ici produite non plus par deux, mais par trois bagues, composées, les deux extrêmes, d'une seule pièce fendue et poussée par neuf ressorts méplats en acier; celle du centre, de neuf segments pressés par des coins qui sont eux-mêmes actionnés par des ressorts fixés aux segments des bagues.

(**1121**) Ce que nous venons de dire s'applique spécialement aux pistons à vapeur : mais on a souvent à considérer ces organes dans les pompes et dans diverses machines usitées plus spécialement dans les mines ou en métallurgie, telles que grandes pompes d'épuisement et machines soufflantes.

Pour les pompes à eau, principalement celles de petit diamètre, les pistons sont généralement à garniture de cuir, sauf pour celles qui sont destinées à alimenter des chaudières, où la température quelquefois assez élevée à laquelle elles sont soumises fait préférer le chanvre.

Le type le plus simple est représenté fig. 568; il se compose de deux plateaux en fonte, dont le premier s'appuie sur un collet ménagé à la tige du piston, tandis que l'autre est serré contre lui par un écrou vissé sur le prolongement de cette même tige; ces deux plateaux enserrent deux ou trois rondelles de cuir embouti qui assurent l'étanchéité.

Il arrive souvent, principalement pour les grands diamètres, que le piston doit être percé d'ouvertures recouvertes de soupapes ou clapets : la fig. 569 représente un piston de cette nature construit par M. *Farcot*. La partie supérieure offre deux plans inclinés sur lesquels sont appliqués quatre clapets formés d'une forte lame en cuir doublée d'une lame en fer. Cette lame est fixée et serrée sur le bord du siége par des boulons et ramenée en position par une bande de caoutchouc fixée comme elle sur le siége; la flexion se fait ainsi par l'intermédiaire de la lame de cuir, tandis que la pression s'exerce sur la plaque de fer.

La garniture de ce piston est faite au moyen d'un cuir embouti

pincé entre le corps conique du piston et une bague en fer disposée à la partie inférieure; et lorsque le piston s'élève, la pression même de l'eau tend à appliquer les lèvres du cuir contre les parois du cylindre et sert ainsi elle-même à assurer une étanchéité parfaite.

Nous signalerons encore le piston de pompe à eau trouble, *système Letestu* (fig. 570), qui permet, contrairement à ce qui arrive pour les précédents, d'agir sur des eaux vaseuses et même contenant du gravier.

Il est caractérisé par une carcasse conique en fer ou en fonte, percée de trous, et doublée d'une autre enveloppe cylindro-conique en cuir, à bords susceptibles de se recouvrir. Les deux moitiés du cône en cuir se rapprochent dans le mouvement de descente du piston, tandis que dans son mouvement d'ascension elles s'éloignent et pressent contre les parois du corps de pompe sans permettre à l'eau de s'échapper. Cette ingénieuse disposition permet même de ne pas aléser l'intérieur du cylindre.

Les pistons à garniture métallique se font exactement comme ceux que nous avons vus pour les machines à vapeur.

(**1122**) Enfin, pour les machines soufflantes ou pompes à air, les pistons, de beaucoup plus grand diamètre, sont à garniture de chanvre, métallique ou mixte, et, dans un autre ordre d'idées, pleins ou à clapets.

Comme exemple de pistons à clapets, nous citerons celui de la machine de *Chaillot*, représenté fig. 571; ce piston est tout en bronze, formé d'une couronne percée de deux orifices annulaires concentriques *ee'*, que viennent recouvrir les deux anneaux *cc'* joignant à plat. Ces deux anneaux, qui sont libres, sont cependant guidés dans leur mouvement vertical par six tiges cylindriques *f*.

La tige se termine par une portée conique qui lui permet ainsi de supporter le piston, et l'assemblage est fixé au moyen d'une clavette.

La particularité la plus digne de remarque de ce piston est celle qui est offerte par le mode de serrage de la garniture, opéré par un anneau mobile *d* fixé par douze boulons taraudés dans le corps du piston.

Pour les pistons pleins, c'est le type suédois qui tend à entrer de plus en plus dans la pratique, même pour les machines soufflantes : il est seulement en général de beaucoup plus grandes dimensions que ceux dont nous avons parlé plus haut, et des cannelures disposées sur la surface cylindrique et garnies de suif servent de réservoirs de graisse en même temps qu'elles contribuent à empêcher le passage de l'air.

Garnitures.

(1123) Aux pistons se rattachent naturellement les garnitures dont on a à se servir toutes les fois qu'une tige en mouvement doit traverser la paroi séparative de deux milieux qui ne doivent pas communiquer l'un avec l'autre.

Ces garnitures sont, en général, soit les *stuffing-box* ou *boîtes à étoupe*, qui sont les plus habituellement employées ; soit les *garnitures métalliques*, susceptibles de supporter de hautes températures, soit les *garnitures de cuir*, en usage principalement pour les presses hydrauliques.

La *boîte à étoupe* ordinaire, qui sert habituellement pour les tiges de piston dans les cylindres à vapeur, est représentée fig. 572. Elle se compose essentiellement d'une *boîte à bourrage* A venue de fonte avec le couvercle, et dans laquelle se loge la garniture d'étoupe traversée par la tige du piston. Cette boîte est munie à sa partie supérieure d'un rebord sur lequel vient se boulonner le presse-étoupe B dont la fonction, comme son nom l'indique, est de serrer par en haut la garniture, qui se trouve retenue de l'autre côté par une virole en bronze *c* rapportée et faisant saillie.

Si la boîte est verticale, elle peut porter un godet destiné à contenir de l'huile pour lubrifier le système, bien qu'on ait généralement soin, en faisant le garnissage de la boîte, d'imprégner l'étoupe de suif.

Cette forme peut subir diverses modifications : mais le principe reste toujours le même, et l'exemple que nous venons de citer suffit parfaitement pour avoir une idée générale de la manière dont le problème est résolu dans la plus grande généralité des cas : nous

n'ajouterons qu'une seule remarque, mais elle est importante : c'est que le presse-étoupe doit être serré bien également, afin de rester bien parallèle à la tige du piston : c'est une condition essentielle de bon fonctionnement.

(1124) Les dimensions de la boîte à étoupe ne peuvent guère être soumises au calcul, et résultent plutôt de l'expérience. Voici les dimensions recommandées par le *Vignole d'Armengaud :*

L'épaisseur de l'étoupe autour de la tige ne pouvant pas être proportionnelle au diamètre de cette dernière, attendu qu'on est obligé de la forcer pour les tiges de faible dimension, on prendra pour cette épaisseur :

$$m = 0{,}2d + 5^{mm},$$

et il en résultera pour le diamètre du presse-étoupe, en même temps que pour celui du vide de la boîte, qui lui est égal,

$$D = d + 2m = 1{,}4d + 6^{mm}.$$

La hauteur de la partie cylindrique du presse-étoupe sera un peu inférieure au diamètre, et l'épaisseur de sa bride un peu plus forte que l'épaisseur de la garniture.

Le nombre des boulons de serrage sera de deux dans le cas de petites dimensions, mais il va quelquefois jusqu'à trois ou quatre : on donnera à leur diamètre la même valeur qu'à l'épaisseur de la bride lorsqu'il n'y en a que deux, et une valeur un peu plus faible dans le cas contraire.

Enfin, la hauteur totale H de la boîte pour les cylindres fixes sera de deux fois et demie à trois fois le diamètre de la tige.

(1125) Nous ne dirons que peu de mots des garnitures métalliques, qui ressemblent beaucoup aux garnitures des pistons : les plus simples se composent de bagues fendues comme celles des pistons, et fonctionnent exactement comme elles par leur élasticité : elles sont moins répandues que les boîtes à étoupe ordinaire.

Quant aux garnitures de cuir, elles sont pour ainsi dire indispensables dans les presses hydrauliques, car les précédentes ne man-

queraient pas, sous l'énorme pression de ces instruments, de laisser des fuites, tandis que les garnitures dites de *Brahma* jouissent de cette propriété remarquable que la pression de la garniture contre la tige est précisément celle du fluide renfermé dans le corps de pompe. On adopte soit la disposition de la fig. 573, soit celle de la fig. 574 : la première est applicable aux petits pistons, la seconde aux pistons de grand diamètre.

Tuyaux.

(**1126**) Les tuyaux étant des solides cylindriques soumis à une pression plus ou moins forte, pourraient être calculés de la même manière que les chaudières dont ils ne diffèrent en quelque sorte que par la grandeur du diamètre. On aurait donc, en appliquant le même raisonnement et la même formule :

$$e=\frac{Qd}{2R},$$

en appelant Q la pression et R la résistance élastique, ou, si H est la hauteur d'eau qui mesure la pression,

$$e=\frac{1000Hd}{2R}.$$

Mais cette formule ne peut servir que pour les grands tuyaux, soumis à de très-fortes pressions ; on y fait alors au plus $R=2\,000\,000$, et beaucoup mieux, $R=1\,000\,000$, en admettant, bien entendu, ce qui est presque toujours le cas, que ces tuyaux sont en fonte.

Mais pour les petits tuyaux, on arriverait ainsi à des épaisseurs beaucoup trop faibles à cause des difficultés de la fabrication : en effet, pour avoir une bonne venue de fonte, il faut au moins une épaisseur d'un centimètre, et comme cette épaisseur suffit à supporter des pressions assez considérables, qui ne sont pas dépassées dans la généralité des cas, on a pris l'habitude de déterminer l'épaisseur, à moins de circonstances tout à fait exceptionnelles, non

par la considération de la pression, mais par celle du diamètre, et d'appliquer la formule empirique suivante :

$$e = 0,01 + 0,02d$$

Cette formule n'a cependant rien d'absolu; et de fait, on diminue souvent les épaisseurs qu'elle donne de $\frac{1}{5}$, lorsque les tuyaux sont coulés verticalement, ce qui assure beaucoup mieux leur bonne qualité. Elle offre d'ailleurs l'avantage de simplifier beaucoup les calculs, puisqu'on sait *à priori* qu'un tuyau de tel diamètre a une épaisseur déterminée; mais elle entraîne avec elle une dépense inutile, puisque la quantité de matière et par suite le prix restent le même quelle que soit la pression, par exemple pour une conduite d'eau sous pression et une conduite de gaz; ce qui constitue évidemment de mauvaises conditions économiques.

Malgré cet inconvénient, la fonte est employée généralement, pour ne pas dire toujours, à la confection des tuyaux des grandes canalisations établis en tranchée, aucune autre matière ne réunissant au même degré qu'elle de pareils avantages de résistance, de prix et de facilité de fabrication.

Cependant on a essayé, pour éviter l'inconvénient d'une épaisseur inutile, ou par suite de diverses circonstances, de recourir à l'emploi de quelques autres matières : c'est ainsi qu'on a fabriqué des tuyaux en tôle recouverts extérieurement d'une couche de bitume de un à deux centimètres d'épaisseur, suivant la grandeur du diamètre, et dont les qualités principales sont une grande légèreté unie à une résistance assez forte; ces tuyaux peuvent servir pour une petite canalisation d'usine, restant toujours en vue et par suite pouvant facilement être surveillée; on en fait également, dans le cas où il n'y a pas de pression à supporter, en bois, en pierre ou en poterie. Mais dans la construction des machines, que nous avons plus spécialement en vue, les substances les plus employées sont, après la fonte, le fer, le cuivre, le plomb, et même le caoutchouc.

(1127) Les tuyaux en fer s'emploient sous deux formes bien différentes. D'une part, lorsqu'ils sont de très-grand diamètre, en

peut les former de feuilles de tôle rivées, et leur épaisseur doit se calculer d'après les règles ordinaires données pour les chaudières : ils sont plus légers que les tuyaux de fonte; d'autre part, la fonte ne se prêtant pas commodément à la fabrication des tuyaux de très-petit diamètre, on emploie pour cet usage des tubes en fer soudés et étirés à chaud, qui, à cause de leurs petites dimensions, résistent aux plus hautes pressions : leur emploi est d'autant plus facile qu'on est arrivé à fabriquer parfaitement les coudes et les raccords de toute espèce aussi bien que les tubes droits, et qu'on peut même les galvaniser, si c'est nécessaire. Enfin, on fabrique même ces sortes de tuyaux pour les grands diamètres : mais dans ce cas la fonte suffit généralement, et elle est d'un emploi beaucoup plus économique.

La fonte et le fer ayant l'inconvénient d'une grande rigidité et se prêtant fort peu à des modifications faites sur place, de façon qu'il est nécessaire de commander les tuyaux à l'avance avec des dimensions parfaitement exactes, on a souvent recours, pour plus de commodité, dans la construction des machines, aux tuyaux en cuivre rouge, soudés au laiton.

Ces tuyaux ont l'avantage tant de ne pas s'oxyder que de se prêter facilement aux trépidations qui peuvent venir de la machine, et ils servent principalement à la distribution, soit pour l'arrivée, soit pour l'échappement de la vapeur, à l'alimentation d'eau et à la purge du cylindre.

Le plomb offre, comme le cuivre, mais à un plus haut degré que lui, l'avantage de fournir des tuyaux que l'on peut courber et couper sur place, et qui sont capables de supporter parfaitement les mouvements et trépidations auxquels sont exposées les machines. Quant au caoutchouc, il a une flexibilité parfaite et peut, à cause de cette propriété, être dans certains cas d'une utilité fort grande. Mais ces deux substances ne peuvent guère supporter les hautes pressions ni surtout les hautes températures, et sont pour cette raison employées assez rarement dans les conduites de vapeur.

(1128) La longueur des tubes étant toujours nécessairement plus ou moins limitée, et la matière dont ils sont formés se prêtant

souvent peu ou point à la courbure sur place au moment de la pose, il est nécessaire d'examiner les différents systèmes d'assemblages et de raccords employés pour assurer l'étanchéité dans ces points spéciaux.

Voici la description de quelques-uns d'entre eux, montrant l'esprit des méthodes employées, qui du reste dans le détail peuvent varier à l'infini.

(**1129**) *Assemblage des tuyaux de fonte.* — Les systèmes les plus usités sont les assemblages à emboîtement et à brides, employés simultanément dans les conduites d'une certaine longueur.

Dans le système à *emboîtement* (fig. 575), le bout de l'un des tuyaux à réunir se termine par un renflement cylindrique, renforcé d'un rebord dans lequel peut pénétrer le bout de l'autre tuyau, qui garde son diamètre primitif, mais porte aussi à son extrémité un *cordon* destiné à servir de point d'appui à la garniture.

Entre les deux est ainsi ménagé un espace annulaire devant contenir cette garniture, qui se compose généralement d'une corde goudronnée dont on entoure, préalablement à la pose, l'extrémité du tuyau mâle, et que l'on refoule ensuite jusqu'à refus à l'aide d'un *refouloir* en fer.

On garnit de cette façon l'espace annulaire compris entre les deux tuyaux jusqu'à moitié longueur environ ; puis on coule du plomb dans la partie restante, après avoir eu soin d'entourer le tuyau d'un bourrelet de terre glaise en forme d'entonnoir pour faciliter l'opération ; enfin, l'on mate le métal fortement : l'étanchéité est parfaitement assurée par la série de ces opérations, à la condition qu'elles soient faites convenablement.

M. Reuleaux calcule l'épaisseur des tuyaux par la formule

$$\delta = 8 + \frac{D}{80} \text{ (en millimètres)}$$

dont les résultats ne diffèrent pas très-notablement, pour les dimensions les plus usitées, de ceux donnés par la formule

$$e = 0{,}01 + 0{,}02d \text{ (en mètres)}$$

mais supposés réduits d'un cinquième, comme nous l'avons dit au numéro 1126; et partant de cette formule, il donne pour les dimensions proportionnelles du manchon d'assemblage (fig. 576) les nombres suivants :

Épaisseur de la paroi du manchon. . . .	$\delta_1 = 10 \ + 0{,}0155\,D$
Largeur de la couronne.	$k = 18 \ + 0{,}0025\,D$
Longueur intérieure	$l_1 = 67 \ + 0{,}11\,D$
Longueur du col.	$l_2 = 49 \ + 0{,}09\,D$
Longueur totale	$l = 116 + 0{,}20\,D$
Largeur de la garniture.	$b = 5 \ + 0{,}007\,D$
Hauteur de l'anneau de plomb.	$h = 28 \ + 0{,}07\,D$
Hauteur du bourrelet.	$a = 1{,}2\,\delta$
Épaisseur du bourrelet	$c = \delta + b - 2$

Le procédé d'assemblage à emboîtement que nous venons de décrire offre l'avantage de se prêter assez facilement aux variations de longueur produites par la contraction ou la dilatation du métal; mais il a deux inconvénients notables : le premier, de coûter un peu cher à cause de l'emploi du plomb; le second, de rendre fort difficile le démontage de la conduite, soit pour une réparation, soit pour la pose d'un robinet ou d'une prise de branchement, pour peu que le système ait été employé sur une assez grande longueur.

Pour remédier au premier, on a essayé de remplacer la garniture de plomb par une autre beaucoup plus économique, en imbibant dans un mélange opéré à chaud de poix et de poudre de brique les tresses de chanvre qu'on chasse ensuite fortement dans le manchon: ce système paraît donner d'assez bons résultats.

Mais pour éviter le second inconvénient, il est nécessaire de placer de distance en distance un tuyau dont la jonction avec ses voisins se forme par un assemblage *à brides*, qui permet, par une opération très-simple, de l'enlever sans rien déranger, et facilite ensuite le démontage des autres supposés à emboîtement.

(**1130**) Dans cette sorte d'assemblage, représentée fig. 577, les bouts à réunir sont munis de rebords parfaitement dressés dans les parties qui doivent être en contact et assujettis l'un sur l'autre par des boulons. Pour bien assurer l'étanchéité, on peut, soit inter-

poser entre les brides une rondelle de plomb enduite sur ses deux faces d'une couche de mastic ou de minium, soit ménager autour une rainure circulaire dans laquelle on place un fil de cuivre qui, se trouvant pressé par le serrage des boulons, suffit, à cause de sa grande malléabilité, pour donner une fermeture hermétique.

Si l'on appelle e l'épaisseur du tuyau, on prendra pour la largeur ou *saillant* des brides :

$$s = 10 + 2{,}5e \text{ (en millimètres)}$$

et pour leur épaisseur :

$$e' = 1{,}5e.$$

Quant aux boulons, leur diamètre sera donné par la relation

$$d = \frac{4}{3}e,$$

et leur nombre par

$$N = 2 + \frac{D}{50}$$

en appelant D le diamètre du tuyau exprimé en millimètres.

L'inconvénient principal de ce mode d'assemblage est une rigidité absolue qui ne permet aucune variation de longueur : on peut donc dire que les deux systèmes que nous venons d'examiner se complètent l'un par l'autre pour les lignes de longueur ordinaire ; pour les autres, il serait nécessaire de recourir au *joint compensateur :* ce n'est autre chose qu'un assemblage tout à fait analogue à celui d'une tige de piston glissant dans un *stuffing-box :* l'extrémité de l'un des tuyaux suffisamment bien alésé glisse, en effet, dans une véritable boîte à étoupe ménagée à l'extrémité de l'autre. On comprend que ce système permet une grande variation dans la longueur.

(**1121**) Les *branchements* se font très-simplement, s'ils ont été prévus au moment où l'on a fait le projet de canalisation : dans ce cas, en effet, on a soin de faire venir de fonte, avec le tuyau lui-même, et sous un angle plus ou moins aigu, si l'on ne veut pas perdre de force, une tubulure terminée par une bride sur laquelle on boulonne la bride du tuyau suivant.

Lorsqu'on ne veut pas poser immédiatement le branchement, mais qu'on prévoit que plus tard on aura peut-être besoin d'en placer un à un endroit déterminé, on dispose quelquefois sur le tuyau une partie renflée R (fig. 575), dans laquelle est ménagé un trou taraudé. Ce trou est fermé provisoirement par un tampon en cuivre; et lorsqu'il s'agit de faire une prise d'eau, on le dévisse et on le remplace, soit par un robinet, soit par un bout de tuyau qui porte le même pas de vis.

Mais si, avant la pose de la conduite, on n'a pas prévu le branchement, il faut avoir recours à d'autres systèmes, plus ou moins compliqués. Le plus simple consiste à percer le tuyau au diamètre voulu, et à y appliquer, comme l'indique la fig. 578, une tubulure en plomb, dont l'extrémité porte un collet préalablement garni d'un cuir que l'on rabat sur la conduite principale, de manière à lui en faire épouser la forme; on serre ensuite le tout au moyen d'un collier de fer composé de deux parties semi-circulaires reliées par des boulons que l'on serre à refus.

Si l'embranchement possède une certaine importance, cela suppose d'une part que le tuyau principal est assez épais; de l'autre que le plomb n'offre pas la résistance et par suite la sécurité nécessaires. Dans ce cas, il faudra, après avoir percé la fonte, tarauder le trou et y visser un tuyau de bronze dont l'une des extrémités portera à cet effet un pas de vis, tandis que l'autre se terminera par une bride sur laquelle on assemblera l'embranchement.

(1132) Nous terminerons ce qui concerne les tuyaux de fonte par la description du *coude universel* de Brown.

L'on sait que lorsque le tuyau d'une canalisation doit changer de direction, on prend un *coude* de rayon assez grand pour qu'il ne s'y produise pas une perte de charge trop forte, et qu'on le termine à ses deux extrémités par des brides sur lesquelles viennent s'assembler les bouts des deux directions.

Lorsque l'angle des deux lignes est droit, rien n'est plus aisé que de procéder à cette opération parce qu'on trouve dans le commerce des coudes à angles droits fabriqués d'avance : mais si l'angle est obtus, il devient la plupart du temps nécessaire de

commander les coudes à l'avance, à moins que l'on n'ait recours au *coude universel*.

Cet appareil se compose de deux pièces terminées chacune par un renflement demi-sphérique à brides, et formant par leur assemblage une sphère complète, coupée par un plan de séparation oblique sur l'axe de chacune des deux portions (fig. 579). La bride de l'une des deux pièces a ses trous de boulons percés à l'avance; ceux de la seconde ne sont percés qu'au moment de la pose, après avoir été tracés sur place.

Si l'on appelle α l'angle du plan de séparation de la sphère avec l'axe de chacune des deux parties du coude, il est facile de voir qu'en donnant à chacune des deux parties un mouvement convenable de rotation autour de son axe, l'on pourra faire varier l'angle des deux files de tuyaux depuis 2α jusqu'à 180°.

(**1133**) *Assemblage des tuyaux de diverse nature.* — Les tuyaux de fer, de cuivre et de plomb, s'assemblent différemment.

Ceux de fer, de grands diamètres, formés de feuilles de tôle rivée, sont reliés entre eux au moyen de brides en fer ou en fonte (fig. 580), assez analogues à des cornières; ceux de petits diamètres, en fer étiré, s'assemblent généralement au moyen de manchons taraudés qui recouvrent à la fois les deux extrémités à unir mises bout à bout et préalablement filetées (fig. 581).

Pour les tuyaux de cuivre, on se sert de brides en fer, mobiles ou fixes, suivant les cas.

Si l'on suppose que les brides doivent être mobiles, les extrémités du tuyau sont préalablement rabattues, puis pincées par les brides, ainsi que le montre la fig. 582. Cette disposition offre l'avantage de permettre de fixer la longueur du tuyau sur place. Mais si l'on peut, comme cela arrive souvent, la fixer d'avance, et dans des conditions où il soit possible de faire une brasure, il sera préférable, après avoir arasé convenablement les tuyaux à leurs extrémités, de placer les brides et de les y braser, puis de terminer le raccord à la lime (fig. 583).

Les tuyaux en plomb s'assemblent, soit par un procédé identique à celui de la fig. 582, indiqué pour les tuyaux de cuivre, soit

par une simple soudure telle qu'elle a été décrite au numéro 936.

Enfin, s'il s'agissait de réunir ensemble des tuyaux de diverses matières, telles que fonte et cuivre, fonte et plomb, cuivre et plomb, on aurait recours à divers artifices plus ou moins variés, dont l'esprit général consiste à ménager toujours un rebord à la partie de tuyau qui est en fonte ou en matière plus ou moins dure, et à venir assembler sur cette bride l'extrémité de l'autre tuyau supposé fait d'une matière plus malléable, en rabattant préalablement cette extrémité au marteau; la solidité de l'assemblage est assurée à l'aide soit d'une bride boulonnée sur le rebord en fonte, soit d'un manchon cylindrique taraudé, pressant sur le bout *tendre* et se vissant sur le bout *dur*. Les fig. 584 et 585 en représentent deux exemples.

Ressorts (*).

(**1184**) Il peut entrer, dans la construction des machines, des pièces spéciales appelées *ressorts*, destinées soit à s'allonger ou s'infléchir d'une certaine quantité, sous une charge déterminée, pour reprendre ensuite leur position première une fois la charge enlevée, soit à emmagasiner, sous l'action d'un choc, une certaine quantité de travail qui détériorerait les organes de la machine, si l'on n'avait pas soin de les protéger en quelque sorte par l'office de cet intermédiaire.

On comprend que le calcul d'un ressort découle immédiatement de la théorie de la résistance exposée dans le premier chapitre de ce volume. Il ne sera cependant pas inutile de mettre en lumière certains résultats qui ressortent immédiatement des formules déjà démontrées.

Un ressort étant donné, sa *puissance statique* sera l'effort maximum qu'il pourra supporter sans que sa limite d'élasticité soit dépassée, et sa *puissance dynamique* sera le travail qu'il sera suscep-

(*) Nous nous sommes beaucoup servi, pour les notions qui suivent sur les ressorts, de l'ouvrage de M. Reuleaux : *Ueber die Construktion und Berechnung der für den Maschinenbau wichtigsten Federarten.*

tible d'emmagasiner sous l'action d'un choc jusqu'à ce qu'il arrive à cette même limite.

Sa *flexibilité* sera le rapport de la flèche à la longueur pour une même fatigue à l'encastrement.

Nous examinerons successivement les deux formes principales de ressorts employés dans la construction des machines, savoir les ressorts *à lames* et les ressorts *en hélice*.

I. — Ressorts à lames.

1135) *Ressorts à lame simple.* Si nous prenons le cas le plus simple, celui d'une lame rectiligne dont la section droite est un rectangle et dont l'une des extrémités est encastrée, tandis que l'autre est soumise à l'action d'une force Q, on aura, ainsi qu'il a été démontré au numéro 881, pour expression de la fatigue maximum P′ à l'encastrement :

$$P' = Ql\frac{v}{\mu}$$

ou, comme $\mu = \dfrac{bh^3}{12}$ et $v = \dfrac{h}{2}$

$$P' = \frac{6Ql}{bh^2}$$

On en conclut que la valeur de Q est représentée par l'expression

$$Q = P'\frac{bh^2}{6l} \tag{1}$$

qui donne la puissance statique du ressort en fonction de ses dimensions et de sa résistance élastique.

On a vu de même que sa résistance dynamique, mesurée, comme on vient de le dire, par le travail emmagasiné jusqu'au moment où la limite d'élasticité est atteinte, est donnée par l'expression

$$\int_0^f Q dy = \frac{3}{2}\frac{E\mu}{l^3} \times \frac{1}{9}\frac{P'^2 l^4}{E^2 v^2};$$

En remplaçant n et μ par leurs valeurs, on a :

$$(2) \qquad \int_0^f Qdy = \frac{1}{18} bhl \frac{P'^2}{E}$$

Il ressort de ces deux formules que, pour une même matière, les puissances statiques de deux lames prismatiques d'égale longueur et d'égale épaisseur sont proportionnelles à leur largeur, tandis que leurs puissances dynamiques sont simplement proportionnelles à leur volume, et par suite à leur poids, quel que soit le rapport des trois dimensions. Mais il est essentiel d'ajouter qu'il ne suffit pas, en général, de considérer la *valeur* du travail ainsi emmagasiné, et qu'il est indispensable d'examiner également la manière dont il le sera, laquelle dépend complétement de la valeur plus ou moins grande de la flèche.

Or, on sait que cette flèche est donnée, pour un charge Q, par la formule

$$f = \frac{1}{3} \frac{Ql^3}{E\mu} = \frac{4Ql^3}{Ebh^3}$$

et, par suite, la flexibilité par

$$\frac{f}{l} = \frac{4Ql^2}{Ebh^3}$$

ou, en remplaçant Q par sa valeur en fonction de P' :

$$(3) \qquad \frac{f}{l} = \frac{2}{3} \frac{P'l}{Eh}$$

Il résulte de cette expression que pour deux ressorts de même longueur, la flexibilité est, à égalité de *fatigue* à l'encastrement, indépendante de la longueur et proportionnelle au rapport $\frac{l}{h}$.

(**1136**) La puissance et la flexibilité d'un ressort étant ses qualités fondamentales, il n'est pas inutile de les comparer entre elles, et d'examiner quel rapport il peut y avoir entre les puissances de deux ressorts d'égale flexibilité.

Si l'on se reporte à la formule (1) et qu'on remplace $\frac{h}{l}$ par sa valeur tirée de (3), on trouvera :

$$Q=\frac{1}{9}(bh)\frac{l}{f}\frac{P'^2}{E}$$

tandis qu'en reportant dans (2) la valeur de l tirée également de (3) il vient :

$$\int_0^f Qdy=\frac{1}{12}(bh^2)\frac{f}{l}P'$$

Il suit de là que pour des lames de même matière et de même flexibilité, les puissances statiques seront entre elles comme les valeurs des sections, tandis que pour les puissances dynamiques, il faudra faire entrer en considération la forme même de ces sections, l'épaisseur y ayant plus d'influence que la largeur.

Enfin, si au lieu de prendre, pour les comparer, deux lames de même substance, comme nous l'avons fait jusqu'ici, on prend deux lames de même forme, mais de substance différente, on voit que leur puissance statique est proportionnelle à P′, et ne dépend que de cette quantité, tandis que la flexibilité dépend du rapport $\frac{P'}{E}$, et la puissance dynamique de $\frac{P'^2}{E}$.

Or, si l'on se reporte aux chiffres donnés dans le chapitre XXVIII, et que l'on se rappelle la valeur du coefficient E, trouvée à peu près la même pour le fer et l'acier, tandis que pour ce dernier la valeur du coefficient P′ est beaucoup plus grande que pour l'autre, on comprendra facilement les raisons qui justifient le choix de cette matière de préférence à toute autre pour la construction des ressorts.

(**1137**) La théorie des solides d'égale résistance, exposée aux numéros 891 et suivants, peut servir ici, comme on le comprend facilement, pour arriver, dans la construction d'un ressort à lame simple, à une économie de matière notable. C'est ainsi qu'on pourra lui donner, soit en élévation une forme parabolique, soit en plan une forme triangulaire. Cette dernière hypothèse, qui laisse toutes

facilités à la construction, offre l'avantage d'entraîner pour l'axe neutre de la lame une courbure constante.

En effet, si l'on se rappelle que le rayon de courbure, en un point d'abscisse x, est donné (nº 877) par la relation

$$\Sigma MQ = \frac{E\mu}{\rho}$$

que d'autre part l'on a $\Sigma MQ = Qx$, et qu'en chaque section située à la distance x de l'encastrement la largeur β de la lame triangulaire est donnée par la proportion

$$\frac{\beta}{x} = \frac{b}{l}, \quad \text{d'où l'on tire} \quad \mu = \frac{bh^3}{12}\frac{x}{l},$$

il vient, pour une section quelconque

$$Qx = \frac{Ebh^3}{12\rho}\frac{x}{l},$$

ou

$$\rho = \frac{1}{12}\frac{Ebh^3}{Ql};$$

c'est-à-dire que ρ est constant et que la courbure de la lame est circulaire.

La courbure constante n'est pas, du reste, une propriété exclusive du ressort triangulaire, et il est facile de voir qu'en changeant le profil de l'élévation au lieu de faire varier celui du plan, on pourrait arriver au même résultat.

En effet, de cette même équation :

$$\Sigma MQ = \frac{E\mu}{\rho}$$

on tire, en remplaçant ΣMQ et μ par leur valeur

$$Qx = \frac{Eyz^3}{12\rho}$$

ou

$$\rho = \frac{Eyz^3}{12Qx}$$

et si l'on veut que cette quantité soit constante, il faut l'égaler à la

valeur du rayon de courbure à l'encastrement. On doit donc avoir :

$$\frac{Eyz^3}{12Qx}=\frac{Ebh^3}{12Ql}$$

ou

$$\frac{yz^3}{x}=\frac{bh^3}{l}$$

équation qui peut être satisfaite d'une infinité de manières : la solution la plus fréquemment employée consiste à laisser y constant et à faire varier z en fonction de x, ce qui donne pour le profil une parabole cubique.

(**1138**) Revenons au ressort triangulaire : sa puissance statique est égale, comme on le voit, à celle du ressort prismatique de même dimension à l'encastrement. Mais la flèche qu'il prend sous l'action de la charge limite n'est pas la même.

En effet, la courbure étant circulaire et d'ailleurs assez faible, on peut écrire :

$$f=\frac{l^2}{2\rho}=\frac{6Ql^3}{Ebh^3},$$

ou, en remplaçant Q par sa valeur en fonction de P′,

$$(3') \qquad f=\frac{P'l^2}{Eh}$$

et cette expression, comparée à celle qui a été trouvée plus haut, montre que les flèches sous même charge de deux ressorts, l'un triangulaire, l'autre prismatique, ayant même longueur et section identique à l'encastrement, sont dans le rapport de 3 à 2.

On tirera de là le rapport des puissances dynamiques ; car, puisque l'on a :

$$Q=\frac{Ebh^3}{12\rho l}$$

et

$$\rho=\frac{l^2}{2y}$$

il vient

$$\int_0^f Q dy = \int_0^f \frac{Ebh^3}{6l^3} y dy$$

(2') $$= \frac{1}{6} bhl \frac{P'^2}{E}$$

Il résulte de là que, à égalité de dimensions à l'encastrement, le ressort triangulaire effectue, jusqu'à ce qu'il prenne sous l'effort sa flèche limite, un travail triple de celui du ressort prismatique.

(**1139**) Le ressort à lame simple est généralement peu usité; il est habituellement remplacé par le ressort à lames composées ou étagées, dont la théorie découle immédiatement de celle que nous venons d'exposer.

En effet, supposons d'abord un ressort formé de n lames triangulaires identiques (*fig.* 586) et chargé à son extrémité d'un poids Q. Cette force se divise entre toutes les lames, de sorte que chacune en supporte $\frac{Q}{n}$, et l'on a par conséquent :

$$\frac{Q}{n} = P' \frac{bh^2}{6l}$$

qu'on peut écrire :

(1'') $$Q = P' \frac{(nb)h^2}{6l}$$

ce qui n'est autre chose que la formule d'une lame simple rectangulaire de longueur l, de hauteur h et de largeur nb.

La flèche sera de même :

(3'') $$f = \frac{4Ql^3}{E(nb)h^3}$$

et le travail qui donne la mesure de la puissance dynamique :

$$\int_0^f Q dy = n \int_0^f \frac{Q}{n} dy = \int_0^f Q dy;$$

mais comme

$$Q = \frac{E(nb)h^3}{4l^3} y$$

$$f = \frac{4Ql^3}{E(nb)h^3}$$

il vient :

$$\int_0^f Q dy = \frac{2Q^2 l^3}{E(nb)h^3}$$

ou enfin, en remplaçant Q par sa valeur en fonction de P' :

$$(2'') \qquad \int_0^f Q dy = \frac{1}{18}(nb)hl\frac{P'^2}{E}.$$

Donc, un ressort triangulaire à lames composées formé de lames identiques se comportera, au point de vue de la puissance statique ou dynamique et de la flexion, comme un ressort rectangulaire à lame simple de même longueur et de même épaisseur qu'une lame isolée du ressort composé, et d'une largeur égale à la somme des largeurs des différentes lames.

Il suffira, par conséquent, dans la pratique, de calculer un ressort rectangulaire composé comme un ressort simple, et de diviser ce dernier en autant de lames que l'on veut.

On arrive à un résultat analogue pour les ressorts triangulaires (fig. 587) : chaque lame aura une résistance constante et prendra une courbure circulaire, et l'on aura encore pour la puissance :

$$(1''') \qquad Q = P'\frac{(nb)h^2}{6l}$$

$$(2''') \qquad \int_0^f Q dy = \frac{1}{6}(nb)hl\frac{P'^2}{E}$$

et pour la flèche :

$$(3''') \qquad f = \frac{6Ql^3}{E(nb)h^3}$$

Donc un ressort triangulaire composé se comporte, quant à la puissance et à la flexion, comme un ressort triangulaire simple de même longueur et même épaisseur qu'une lame unique du ressort composé, et ayant pour largeur à la section encastrée la somme des largeurs des différentes lames.

(1140) Mais, au point de vue des applications pratiques, il existe une autre forme plus avantageuse : c'est la forme à gradins représentée fig. 588, et à peu près exclusivement employée pour la suspension des caisses de voitures et de wagons. Nous supposerons que

les différentes lames peuvent glisser les unes sur les autres sans frottement, et nous nous poserons comme condition que le système soit d'égale résistance, c'est-à-dire que la force Q, agissant en G, produise dans une section quelconque les mêmes efforts maximum.

La partie GA_1 de la lame supérieure se trouve dans les conditions d'une lame simple : on lui donnera donc, soit une forme triangulaire en plan, soit une forme parabolique en élévation; mais comme en A_1 la force Q produit sur l'extrémité de la seconde lame une force $Q_2 = Q$, cette extrémité réagira sur la première et produira une pression Q_1 dirigée en sens contraire de Q et d'égale intensité. Le moment fléchissant par rapport à une section quelconque de la partie AA_1 située à une distance x de A_1 sera donc :

$$Q(a+x) - Qx = Qa$$

c'est-à-dire qu'il est constant; et par suite, pour satisfaire à la condition d'égale résistance, il faudra donner une section constante à la partie AA_1.

On répéterait le même raisonnement pour la seconde lame, ainsi que pour les autres, parce qu'elles se trouvent exactement dans les mêmes conditions que la première.

(**1141**) Il ne faut pas oublier que le système doit satisfaire à une autre condition : c'est qu'il ne se produise, sous l'action de la force Q, ni jarret dans la forme du ressort, ni séparation des lames. Cette condition sera remplie, si toutes les lames ont la même courbure.

Or, dans la partie AA_1 de la première lame, la courbure sera constante, puisque la section est constante. Le rayon de courbure sera en effet, ainsi qu'on la vu,

$$\rho = \frac{1}{12}\frac{Ebh^3}{Qa}$$

Pour la partie BB_1 de la seconde lame, on aurait de même :

$$= \frac{1}{12}\frac{Ebh^3}{Qa_1}$$

et ainsi de suite.

Il faudra donc, en négligeant l'épaisseur des lames par rapport au rayon de courbure, que l'on ait :

$$\rho = \rho_1 = \rho_2, \text{ etc.}$$

et par suite, si toutes les lames ont même longueur et même épaisseur, que

$$a = a_1 = a_2$$

Mais cela ne suffit pas : il faut en outre que les extrémités des lames au delà de chaque gradin prennent aussi la même courbure, et c'est justement ce qui a lieu, puisque l'on a, ainsi qu'on le sait :

$$\Sigma MQ = \frac{E\mu}{\rho}$$

c'est-à-dire

$$\Sigma MQ = Qa,$$

et qu'il en résulte, en conséquence, pour la valeur de ρ,

$$\rho = \frac{1}{12}\frac{Ebh^3}{Qa}$$

La condition cherchée est donc remplie d'elle-même.

On peut remarquer que la partie libre de la première lame peut, sans inconvénient, n'être pas parallèle aux autres, et que, par suite, on peut lui donner une forme quelconque qui permette de fixer le ressort.

(**1142**) La puissance du ressort composé de lames étagées se calculera facilement : en effet, on aura pour la section A_1, par exemple :

$$Q = \frac{P'bh^2}{6a}$$

et si l'on suppose n lames, et par suite $a = \frac{l}{n}$,

$$Q = \frac{P'(nb)h^2}{6l} \qquad (1^{re})$$

Le ressort étant d'égale résistance, cette valeur de Q peut servir pour toutes les sections.

La flèche sera :

$$f = \frac{l^2}{2\rho} = \frac{12Qal^2}{2Ebh^3}$$

$$(3^{IV}) \qquad = \frac{6Ql^3}{(nb)h^3E}$$

et la puissance dynamique :

$$(2^{IV}) \qquad \int_0^f Qdy = \frac{1}{12}(nb)hl\frac{P'^2}{E}$$

Ces formules sont identiques à celles d'une lame triangulaire simple de longueur l, d'épaisseur h (celle d'une lame isolée) et de largeur nb, somme des largeurs des différentes lames, et il est facile de voir que l'analogie entre ces deux ressorts est poussée jusqu'au volume et par conséquent jusqu'au poids, qui est le même pour les deux.

En effet, le volume des extrémités, en nombre n, est :

$$V_1 = \frac{1}{2}bha \times n$$
$$= \frac{bhl}{2};$$

celui des $n-1$ parties prismatiques est :

$$V_2 = \frac{1+(n-1)}{2}(n-1)bh\frac{l}{n}$$
$$= (n-1)\frac{bhl}{2}$$

et le volume total :

$$V = V_1 + V_2 = \frac{1}{2}(nb)hl$$

ce qui est le résultat annoncé.

Si, au lieu de prendre comme condition fondamentale la condition d'égale résistance, on prenait la condition relative à la courbure, on trouverait pour les extrémités une infinité de formes, et notamment la parabole cubique déjà envisagée plus haut au numéro 1137, ce qui permet de conserver aux lames une largeur uni-

forme; cette dernière solution, plus commode en pratique, est aussi plus usitée.

On prend alors ordinairement un ressort à deux branches réunies par une pièce prismatique enchâssée dans une mâchoire ou étrier (fig. 589) et recevant de fabrication une certaine courbure que la charge tend à redresser. Chaque extrémité supporte la moitié seulement de la charge totale, et la longueur à introduire dans les calculs est égale à la moitié de la longueur totale diminuée de la moitié de la largeur de la mâchoire.

II. — Ressorts hélicoïdaux.

(**1143**) Nous ne chercherons à donner ici de cette espèce de ressorts qu'une théorie très-simplifiée, mais néanmoins suffisante pour les applications pratiques.

Supposons donc que le ressort est formé par une tige enroulée en forme de spirale autour d'un solide de révolution quelconque (fig. 590). De chaque extrémité A et B du ressort partent deux tiges AA_1, BB_1, reliées d'une façon fixe avec le ressort lui-même. Appliquons-leur deux forces égales et de sens contraire Q. Ces forces modifient la forme primitive du ressort, de façon que celui-ci soit en équilibre sous l'action des forces Q et des forces intérieures.

Considérons une section quelconque C faite par un plan passant par A_1B_1. Ces forces tendront à faire tourner les deux parties du ressort situées de part et d'autre de la section C autour d'un axe passant par le centre de gravité de cette section. Or, en appelant ρ la distance de ce centre à l'axe A_1B_1, le moment statique qui tend à produire cet effet est $Q\rho$; d'autre part, la somme des moments des forces intérieures qui s'y opposent est, ainsi qu'on l'a vu au n° 906, $P'\frac{\mu}{r}$. On a donc :

$$(1) \qquad Q\rho = P'\frac{\mu}{r}$$

en appelant μ le moment d'inertie de la section par rapport à son centre.

Si $A_1 B_1$ coïncidait avec l'axe du solide de révolution, les centres de gravité des sections seraient placés sur cette ligne, et ρ serait le rayon correspondant du solide de révolution.

Cherchons maintenant l'expression de l'allongement ou du raccourcissement f du ressort sous l'action des forces données.

Pour cela, soit $d\alpha$ l'angle de rotation élémentaire autour de la section C. Cette rotation aura pour effet de déplacer le point d'application de la force Q d'une quantité $\rho d\alpha$ suivant la direction de la force. Nous aurons donc :

$$df = \rho d\alpha$$

Mais on a vu, au numéro déjà cité, que l'angle de torsion par unité de longueur est donné par la formule

$$\alpha = \frac{M}{\mu t}$$

et par suite, pour une longueur l, par l'expression

$$\alpha = \frac{Ml}{\mu t}$$

Comme le moment des forces appliquées M est égal ici à $Q\rho$, il vient finalement :

$$\alpha = \frac{Q\rho}{\mu t} l$$

et en différentiant :

$$d\alpha = \frac{Q\rho}{\mu t} dl.$$

Soit φ l'angle décrit par une horizontale s'appuyant sur l'axe de l'hélice et partant de la position initiale AA_1, on aura :

$$dl = \rho d\varphi,$$

et par suite :

$$df = \rho d\alpha = \frac{Q\rho^2}{\mu t} dl$$

ou enfin :

(2) $$df = \frac{Q\rho^3}{\cdots} d\varphi$$

(**1144**) Si maintenant nous particularisons en supposant, comme cela a lieu le plus généralement, que la forme du ressort est cylindrique et la section circulaire, ou, en d'autres termes, que le ressort considéré est un ressort à boudin (fig. 591), ρ pourra être considéré comme égal au rayon du cylindre (bien qu'il diminue lorsque la charge augmente, par suite de la déformation) ; les sections du ressort par des plans passant par l'axe seront des ellipses dont le rapport de longueur des axes dépendra du pas de l'hélice et se modifiera avec la charge : mais on pourra encore, pour simplifier, les considérer comme des cercles ; de sorte que l'on aura :

$$\mu = \frac{\pi d^4}{32}$$

et la formule (1) deviendra :

$$(1') \qquad Q = P' \frac{\pi d^3}{16R}$$

Elle servira à calculer la puissance d'un ressort cylindrique à tige circulaire. On voit que cette puissance est directement proportionnelle à la 3e puissance du diamètre de la tige et inversement proportionnelle au diamètre du ressort, et qu'elle ne dépend pas du nombre de tours.

Si la section est rectangulaire (fig. 592), il ne faudra pas mettre à la place de μ la valeur exacte du moment d'inertie polaire, mais une expression un peu différente. La théorie démontre, en effet, et il est facile de le vérifier par l'expérience, que, dans ce cas, les sections deviennent gauches. Si les côtés du rectangle sont b et h, *Reuleaux* pose pour valeur de μ :

$$\frac{b^3h^3}{3(b^2+h^2)}$$

et pour valeur de $\frac{\mu}{r}$

$$\frac{b^2h^2}{3\sqrt{b^2+h^2}}$$

Introduisant cette expression dans l'équation (1) et remplaçant ρ par R, il vient

$$(1'') \qquad Q = P' \frac{b^2h^2}{3R\sqrt{b^2+h^2}}$$

et si $b = h$, c'est-à-dire si la tige est à section carrée;

$$(1''') \qquad Q = \frac{\sqrt{2}}{6} P' \frac{b^3}{R} = 0,236 P' \frac{b^3}{R}.$$

On a rarement l'occasion de rencontrer dans la pratique d'autres sections que celles-là.

(**1145**) Comparons maintenant entre elles les valeurs que nous avons trouvées pour les puissances de ces trois espèces de ressorts, au point de vue de la matière employée.

Supposons deux ressorts, l'un circulaire, l'autre rectangulaire, mais de même puissance et de même longueur. Le rapport de leurs volumes sera de même que celui de leurs sections, c'est-à-dire :

$$\frac{V}{V_1} = \frac{4bh}{\pi d^2}$$

ou, en posant $h = \alpha b$, pour simplifier les calculs :

$$\frac{V}{V_1} = \frac{4\alpha}{\pi} \frac{b^2}{d^2}$$

Or les puissances des deux ressorts étant égales, on a

$$\frac{\pi}{16} \frac{d^3}{R_1} = \frac{b^2h^2}{3R\sqrt{b^2+h^2}} = \frac{\alpha^2 b^3}{3R\sqrt{1+\alpha^2}}$$

Tirant de là la valeur de $\frac{b}{d}$ et la portant dans l'expression de $\frac{V}{V_1}$, il vient :

$$\frac{V}{V_1} = \sqrt[3]{\frac{R^2}{R_1^2}} \sqrt[3]{\frac{9(1+\alpha^2)}{4\pi\alpha}}$$
$$= \sqrt[3]{\frac{R^2}{R_1^2}} \sqrt[3]{\frac{9}{4\pi}\left(\alpha + \frac{1}{\alpha}\right)}$$

Le second radical étant toujours plus grand que l'unité, quel que soit α, il en résulte que le ressort à section rectangulaire exige tou-

jours plus de matière que le ressort à section circulaire de même rayon moyen, de même puissance et de même substance.

(1146) Il nous reste enfin à trouver la valeur de la flèche

Si nous reprenons l'équation (2), nous aurons en l'intégrant, l'on suppose ρ constant et égal à R, c'est-à-dire si le ressort est cylindrique :

$$f=\frac{QR^3}{\mu t}\varphi$$

Or, si n est le nombre de tours de l'hélice, on a :

$$\varphi=2\pi n,$$

et par suite :

$$f=\frac{QR^3}{\mu t}2\pi n$$

soit pour la section circulaire :

$$(2') \qquad f=64n\frac{QR^3}{td^4},$$

Ce qui donne la valeur de la flèche en fonction de la force appliquée au ressort ; la flèche limite sera obtenue en remplaçant Q par sa valeur en fonction de P' :

$$f=4\pi n\frac{P'R}{td}.$$

On tire de là :

$$\int_0^f Qdy=\int_0^f \frac{td^4}{64nR^3}ydy$$
$$=\frac{1}{2}\frac{td^4}{64nR^3}\times\frac{16\pi^2n^2P'^2R^4}{t^2d^2}$$
$$=\frac{1}{8}\pi^2nRd^2\frac{P'^2}{t}$$

qu'on peut écrire :

$$\int_0^f Qdy=\frac{1}{16}\pi d^2 l\frac{P'^2}{t};$$

ce qui fait parfaitement ressortir l'analogie avec les ressorts à lames.

Pour le ressort rectangulaire on aurait de même :

$$f = 6\pi n \frac{Q}{i} \frac{R^3(b^2+h^2)}{b^3h^3}$$

ou, remplaçant Q par sa valeur en fonction de P′,

$$f = 2\pi n \frac{P}{i} \frac{R^2\sqrt{b^2+h^2}}{bh}$$

qu'on peut, en posant $h = \alpha b$, écrire sous la forme

$$(2'') \qquad f = 2\pi n \frac{P}{i} \frac{R^2}{b} \sqrt{\frac{1+\alpha^2}{\alpha^2}}$$

et en posant $\alpha = 1$, c'est-à-dire en supposant le ressort à section carrée,

$$(2''') \qquad f = \pi n \frac{P}{i} \frac{R^2}{b} \sqrt{8}$$

(**1147**) On fera, sur les formules qui précèdent, deux remarques importantes, l'une relative à tous les ressorts en hélice, l'autre concernant les ressorts rectangulaires.

La première est que, d'après la valeur de la flèche trouvée plus haut, cette flèche est proportionnelle au nombre de tours. Or il est facile, par une disposition analogue à celle de la figure 591, de faire varier le nombre de tours en vissant plus ou moins l'armature. Cette propriété peut être utilisée avec beaucoup d'avantage lorsqu'on veut avoir un allongement déterminé pour une charge également déterminée.

La seconde est que dans les formules relatives aux ressorts rectangulaires les deux dimensions b et h entrent symétriquement, de sorte que l'on peut supposer indifféremment le grand côté du rectangle parallèle ou normal à l'axe (fig. 592), à condition que le nombre de tours soit le même. Cette remarque peut avoir son utilité au point de vue de la longueur du ressort.

(**1148**) Il peut arriver quelquefois que les ressorts en hélice aient une longueur trop grande pour les usages auxquels on les

destine ; dans ce cas on a quelquefois recours aux ressorts *coniques* (fig. 593 et 394), qui permettent, dans le cas d'une section rectangulaire, de faire chevaucher les spires les unes sur les autres et de diminuer ainsi considérablement la longueur.

Si l'on suppose un ressort de cette sorte soumis encore à deux forces QQ agissant suivant l'axe, la section de la tige étant constante, $\frac{\mu}{r}$ sera constant : mais la fatigue P' est variable, et sa plus grande valeur coïncide avec le maximum de ρ, c'est-à-dire qu'elle a lieu à la base même du cône, où $\rho = R$.

Si l'on représente par P' la fatigue maximum que l'on veuille faire subir au ressort, on aura comme équation de condition du ressort conique à section constante :

$$Q = \frac{P'}{R}\frac{\mu}{r}$$

par suite, pour la section circulaire .

$$Q = \frac{P'\pi}{16}\frac{d^3}{R};$$

pour la section rectangulaire :

$$Q = \frac{P' b^3 \alpha^2}{3R\sqrt{1+\alpha^2}}.$$

Ces formules sont tout à fait analogues à celles du ressort cylindrique : mais il y a lieu d'observer que les ressorts coniques ne sont pas, comme les autres, des solides d'égale résistance, et qu'il y a une section dangereuse à la spire de plus grand rayon.

Cependant, chercher à diminuer la section de ces ressorts de manière à en faire des solides d'égale résistance n'offrirait pas un très-grand intérêt, à cause des difficultés qui en résulteraient pour la fabrication et qui rendraient l'application difficile : le calcul est d'ailleurs compliqué. Nous en dirons autant pour celui de la flèche ; mais on peut retenir ce résultat pratique qu'elle est comprise entre le $\frac{1}{3}$ et le $\frac{1}{4}$ de la valeur correspondante de f pour un ressort cylindrique de même section et de rayon égal à celui de la base du cône, pourvu que le ressort conique soit conduit jusqu'à la pointe.

CHAPITRE XXXII

MONTAGE, RÉPARATION ET ACHAT DES MACHINES

(**1149**) Le montage des machines est une opération essentiellement technique, et qu'il est toujours utile de faire faire par des ouvriers spéciaux ; mais l'ingénieur dans les ateliers duquel il y est procédé ne doit pas pour cela abandonner toute surveillance et s'en rapporter au monteur ; il est bon qu'il se rende compte de l'opération, qu'il puisse la suivre dans ses détails, et qu'au besoin, si tel ou tel cas particulier venait à se présenter, la pratique de l'ouvrier lui faisant défaut, ses connaissances plutôt théoriques lui viennent en aide pour le guider et le faire arriver quelquefois à des solutions que ni l'un ni l'autre n'auraient trouvées séparément. D'ailleurs, la connaissance plus ou moins approfondie des procédés de montage peut lui être utile en cas de réparation, s'il n'a pas d'ouvriers spéciaux sous la main ; et enfin, il peut se présenter certains cas où l'éloignement d'un mécanicien, la difficulté des communications, l'intérêt majeur qui peut exister à faire fonctionner la machine dans le plus bref délai possible, etc., etc., rendent son intervention directe tout à fait indispensable.

C'est à ce titre que nous dirons quelques mots du montage, et, pour des raisons analogues, de la conduite, de l'entretien et des avaries des machines.

(**1150**) L'emplacement de la machine étant choisi, ou même plus souvent étant imposé par les circonstances, on s'assurera,

d'une manière analogue à ce qui se fait pour la plupart des constructions, de la qualité du *fonds*, et on examinera si l'on peut, sans travail préalable, se fier en toute sécurité à sa solidité.

Dans le cas contraire, tous les procédés en usage dans l'art des constructions peuvent être mis en œuvre pour assurer la stabilité ; nous citerons notamment les massifs en petits matériaux, briques, moellons durs, meulière, etc., assemblés et liés ensemble par des mortiers hydrauliques. Une fois le sol préparé, on bâtit par-dessus le massif de la machine, généralement en pierres de taille à joints contrariés, et dont la dernière assise, qu'elle reste à nu ou qu'elle doive recevoir le bâti, est formée des pierres les plus épaisses et les plus dures.

Les trous des boulons de fondation seront percés et préparés d'avance dans la pierre, et les boulons eux-mêmes, qui traversent tout le massif et dont on a déjà parlé au n° 1007, seront clavetés sous la seconde assise à partir du bas.

Nous dirons tout de suite, pour ne pas revenir sur cette question, que le serrage de ces boulons doit se faire par les écrous supérieurs, sans descendre aux *niches*, ou *créneaux*, dans lesquels sont logées les clavettes. Quand le massif est assez important pour qu'on puisse réserver dans l'intérieur les passages nécessaires pour accéder aux clavettes, il n'y a à cela aucune difficulté ; mais quand le massif est absolument *plein*, on est obligé, pour procéder à l'opération, d'enlever le remblai entourant le massif, sauf à le rétablir ensuite.

On peut très-bien accepter cette disposition, à cause de la rareté de la manœuvre.

Ces clavettes peu ou point abordables sont faites souvent à double talon, mais, pourvu que la hauteur de la mortaise soit un peu grande, il est facile, en cas de rupture du boulon, de les retirer sans rien déranger à la maçonnerie.

On remarquera enfin que les trous de boulons doivent être toujours assez éloignés du parement de la maçonnerie, 10 à 12 centimètres au minimum ; le massif doit être préparé pour cela avec un empâtement suffisant.

(1151) Dans ces opérations préliminaires, comme dans celles

que nous allons décrire, le monteur doit être muni d'instruments spéciaux, savoir :

1° De fils ou cordeaux en soie de diamètre très-régulier ;

2° De fils à plomb ;

3° De règles de fer ou de bois parfaitement dressées ;

4° De règles plus petites, ou même de petits morceaux de bois, appelés *cinglots* et destinés à être mis en travers des trous des pièces pour prendre leur centre ;

5° D'équerres et de compas ;

6° D'un niveau de monteur, formé d'un niveau ordinaire à bulle d'air, gradué et monté sur une plate-forme en fonte, sur laquelle il peut s'incliner plus ou moins à l'aide d'une vis sans fin et d'un petit engrenage. La plate-forme étant placée sur un plan quelconque, on peut avoir ainsi, en amenant le niveau à être horizontal, l'angle du plan considéré avec l'horizon ;

7° De coins en fer et en tôle, destinés à caler la machine ;

8° De matoirs pour enfoncer le mastic dans les joints ;

9° De tarières, tourne-à-gauche, et, suivant les cas, de quelques autres outils non spéciaux au monteur.

(**1152**) La pose de la machine commence par l'arbre qui porte la manivelle et le volant. On lui prépare sa place par la pose des paliers, fixés à la maçonnerie d'assises au moyen de boulons, et que l'on a soin de placer bien exactement de niveau à l'aide de la règle et du niveau de monteur ; il faut, au préalable, retourner cette règle bout pour bout, pour s'assurer qu'elle est d'égale épaisseur et parfaitement droite.

De cette façon, l'arbre sera parfaitement horizontal, ce qui est indispensable ; mais la manière dont nous avons opéré suppose essentiellement que les tourillons de l'arbre sont de même diamètre.

Il n'en est pas toujours ainsi, et il est bon par conséquent d'examiner le cas où, les tourillons n'étant pas de même grosseur, les paliers ne doivent pas se trouver dans le même plan horizontal.

Dans cette hypothèse, on ajuste dans leur intérieur des *cinglots* percés, au centre exact du palier, d'un petit trou par lequel on

fait passer un fil que l'on tend ensuite fortement ; ce fil doit avoir une position rigoureusement horizontale, ce que l'on vérifie toujours avec la règle et le niveau ; le centre des paliers intermédiaires, s'il y en a, doit se trouver sur le fil tendu.

Quand la distance des deux paliers extrêmes est un peu longue, le fil ne pouvant plus être rigoureusement horizontal, il faut tenir compte de la flèche qu'il prend, quelle que soit sa tension.

La solution de ce problème est, dans la pratique, extrêmement simple. On prend, en un endroit commode, contre un mur, par exemple, une distance égale à celle des paliers; on installe deux montants aux extrémités, on fixe le fil par un de ses bouts à l'une d'elles, tandis qu'on le tend à l'autre à l'aide d'un poids, et on mesure alors la flèche directement, au moyen d'une règle droite, soit au milieu, soit en un point quelconque de la longueur.

Si l'on vient ensuite à tendre le fil qui joint les deux paliers avec le même poids, on comprend que la flèche sera la même, et que, par conséquent, on pourra en déduire la pose des paliers intermédiaires.

Il faut non-seulement que l'arbre soit horizontal, mais encore perpendiculaire à l'axe de la machine, ou, en d'autres termes, au plan vertical qui comprend le piston et le balancier. Pour cela, on relève la direction de cet axe au droit de la manivelle au moyen d'un cordeau, et on place successivement cette manivelle dans ses deux positions horizontales, en avant et en arrière. Il faut que le fil coupe le bouton exactement au milieu de sa longueur; s'il n'en était pas ainsi, on ramènerait la ligne d'arbre en avançant l'un des paliers dans le sens voulu.

(**1153**) Une fois l'arbre parfaitement fixé, on procède à la pose du volant ; on peut, s'il est en plusieurs pièces, comme c'est le cas le plus ordinaire lorsqu'il a des dimensions un peu grandes, soit assembler ces pièces sur une aire plane horizontale, afin de l'enlever en une seule fois pour l'emmancher sur l'arbre, soit placer chaque pièce séparément à l'aide d'un échafaudage ; le procédé à suivre est un peu au choix du monteur ; quant au procédé d'emmanchement, nous ne reviendrons pas sur ce qui a été dit au n° 1044,

où nous avons traité cette question en détail; on remarquera seulement qu'il est absolument indispensable que le plan du volant soit bien rigoureusement perpendiculaire à l'axe de rotation, la supposition contraire pouvant amener les plus graves désordres.

(1154) L'arbre et le volant ayant été mis en place suivant le procédé que l'on vient d'indiquer, la règle à suivre devient différente suivant que l'on a affaire à des machines avec ou sans balancier. Si la machine est à balancier, c'est à ce moment-là qu'il faut le poser.

La construction même de l'appareil doit être faite et les mesures doivent être prises au préalable, de telle sorte qu'en posant sur le massif la grande plaque d'assise en fonte, les colonnes et l'entablement, le balancier se trouve à peu près à hauteur voulue, ou, en d'autres termes, que sa courbe soit divisée en deux parties égales par l'horizontale qui passe par l'axe des tourillons.

Il est cependant difficile que l'exécution des massifs et des pièces de fonte soit assez rigoureuse pour qu'il n'existe pas une erreur de quelques millimètres sur la hauteur du balancier; il faut s'en assurer positivement, en rapportant cette hauteur à l'axe de l'arbre. Elle est mesurée exactement, au moins d'une façon suffisante dans la pratique, par la longueur de la bielle de centre en centre; et la petite différence qui provient de ce que, lorsque le balancier est en haut ou en bas de sa course, l'axe de ses tourillons n'est pas sur la même verticale que l'axe de la manivelle, est complétement négligeable.

Remarquons en passant que, pour prendre exactement la longueur de la bielle, il suffit de placer des cinglots en bois dans ses coussinets et de marquer leurs centres exacts, dont la distance donne précisément la longueur cherchée.

(1155) Une fois la hauteur du centre des tourillons mesurée, on se met en devoir de placer le balancier.

Pour cela, on détermine le grand axe de la machine, c'est-à-dire la ligne qui doit partager le balancier en deux parties égales suivant sa longueur ; cette ligne passe par conséquent par l'axe du ou des cylindres, par les milieux des extrémités et de l'axe des tourillons

du balancier ainsi que du bouton de manivelle, et, de plus, elle doit être rigoureusement perpendiculaire à l'arbre; on voit que, servant de base à la pose de la machine proprement dite, il est important de la tracer avec un grand soin sur le massif qui doit supporter l'ensemble.

La ligne de base étant tracée, on place la grande plaque d'assise de façon que le grand axe de la machine la coupe en deux parties égales, et que la ligne perpendiculaire qui passe par le centre des colonnes, c'est-à-dire l'axe de rotation du balancier, se trouve à une distance horizontale de l'axe de rotation de la manivelle, égale à la moitié de la longueur du balancier, *moins la moitié de la flèche* de l'arc de cercle que décrit son extrémité; son horizontalité est assurée au moyen d'une grande règle et d'un niveau.

Les colonnes et l'entablement sont établis d'après ces mesures, et le balancier se place par-dessus de la manière suivante.

On commence par s'assurer, au moyen du fil à plomb, que les centres de ses deux extrémités sont bien dans le même plan vertical que le grand axe de la machine, et que l'axe de rotation est placé de manière que le centre du tourillon extrême du balancier, quand celui-ci est horizontal, dépasse en plan le centre de rotation de la manivelle, d'une quantité égale à la moitié de la flèche de l'arc de cercle décrit par l'extrémité du balancier.

Avant de fixer définitivement toutes ces pièces, il est bon de vérifier si l'axe de rotation du balancier soutenu par l'entablement est parfaitement de niveau, résultat dont on s'assure en vérifiant si les centres des deux extrémités se meuvent pendant la marche dans un plan bien vertical.

Cette vérification se fait facilement en attachant un fil à plomb à une pièce de bois placée au-dessus du balancier, et en le mettant dans une position telle qu'il masque à l'œil le centre de l'extrémité du balancier supposé au haut de sa course; il faut qu'il le masque encore lorsque le balancier est au bas; enfin, on s'assure encore que le plan horizontal passant par le centre des deux tourillons partage la course du balancier en deux parties égales.

(1156) Les machines à balancier étant généralement pourvues

d'un condenseur, on met ce dernier en place d'une façon approximative, parce qu'on ne peut le fixer définitivement que lorsque le parrallélogramme est monté ; puis on pose le ou les cylindres.

Pour que cette pose soit bien faite, on fait passer par les centres des tourillons extrêmes du balancier situés de ce côté, cette pièce étant supposée placée horizontalement, deux fils à plomb dont le plan coupe l'axe de la machine en un point ; le centre du cylindre sera placé sur l'axe, à une distance de ce point égale à la demi-flèche de l'arc décrit par le balancier dans sa course. Une fois le centre du cylindre déterminé, il faudra le mettre lui-même en place.

A cet effet, on a soin de le fermer, au préalable, au moyen d'un plateau de bois bien ajusté, sur lequel on marque exactement le centre, et on fait coïncider ce point avec celui que l'on a marqué sur le grand axe de la machine. Cela fait, on vérifie à nouveau que les deux fils à plomb tombent bien exactement de part et d'autre.

En outre, le cylindre doit nécessairement être parfaitement vertical ; il y a deux manières de vérifier si cette condition est remplie : on peut d'abord mettre une règle et une niveau à bulle d'air sur le plat de ses brides tournées ; ou bien encore, si l'on craint, ce qui arrive quelquefois, que le plan des brides ne soit pas bien perpendiculaire à l'axe du cylindre, on peut s'assurer de la verticalité à l'aide d'un fil à plomb fixé au milieu d'une règle qui porte à sa partie inférieure une pointe, et qu'on promène tout autour du cylindre. Ce dernier étant bien vertical, l'extrémité du fil se tiendra constamment en face de la pointe. Si cette condition n'était pas parfaitement remplie, il faudrait, au moyen de cales ou de joints d'inégale épaisseur, rectifier la position par tâtonnement.

Dans le cas où il y aurait deux cylindres, comme dans une machine de Woolf, on aurait très-peu de chose à changer à ce que nous venons de dire : une fois le grand axe de la machine tracé, il faudrait placer dessus, et à une distance convenable, les centres des deux cylindres, leur parallélisme étant assuré par la verticalité que l'on doit obtenir pour chacun d'eux.

(**1157**) On procède ensuite à la pose du parallélogramme, généralement fort simple parce qu'elle a été parfaitement préparée à

l'atelier, et que les pièces auxquelles il s'adapte, savoir le balancier et l'entablement, ont été préalablement posées ; puis, le parallélogramme mis en place, on fixera définitivement les diverses pompes (pompe à air et pompe alimentaire), ainsi que leurs bielles pendantes, comme on l'a vu pour le cylindre; leur centre sera déterminé de la même manière, et leur verticalité assurée par les mêmes moyens.

On procédera ensuite à la mise en place des pièces mobiles. On introduira les pistons dans les cylindres, on posera les couvercles, on fera leurs joints, et on installera les presse-étoupes ; puis on passera aux pompes, pour lesquelles on procédera aux mêmes opérations, savoir : monter les pistons avec leurs tiges, les couvercles, les clapets, etc.

Ensuite on s'occupera de tout ce qui concerne la distribution de la vapeur ; on montera les boîtes à tiroir, en laissant leurs couvercles enlevés, on posera les pièces directrices des tiges et les distributeurs ; puis on montera le mécanisme de la mise en marche et les pièces de renvoi de mouvement des tiroirs.

On passera de là aux détentes; on installera les boîtes des valves de vapeur et les valves elles-mêmes ; et si les chaudières sont en place, les tuyaux de prise de vapeur; enfin, on montera les soupapes de sûreté, les purgeurs, robinets de purge des cylindres, et tous les graisseurs.

(**1158**) Le montage d'une machine horizontale se fait par des procédés analogues, pour ne pas dire identiques. Ces sortes de machines, de plus en plus usitées dans l'industrie, reposent généralement sur une plaque ou bâtis en fonte sur laquelle elles sont montées à l'atelier, et qui doit reposer sur des massifs de maçonnerie aussi bien dressés que possible, de façon que le dessous de la plaque y porte bien en tous les points, et que la machine y soit bien de niveau.

L'arbre et le volant étant posés, l'axe de la machine, ce sera ici le plan vertical passant par l'axe du cylindre, devra leur être parfaitement perpendiculaire, et une fois la position de cet axe déterminée, on placera le ou les cylindres, les pistons, les glissières, etc., suivant les mêmes principes que plus haut.

(**1159**) Pendant le montage, on aura, au fur et à mesure des opérations, à effectuer le serrage des articulations et des paliers à l'aide de boulons à écrous ou de clavettes : c'est une opération importante et assez délicate, sur laquelle nous devons insister.

Le serrage des pièces doit être réglé de façon à ne déterminer ni choc, ni broutement, ni échauffement ; si l'on est obligé de subir l'un de ces inconvénients, il vaut mieux se résoudre à de légers chocs qu'à des échauffements.

On parvient au résultat cherché en maintenant les coussinets parfaitement concentriques avec la pièce qu'ils embrassent, sans recevoir la pression des écrous ou des clavettes de serrage, ni même le poids du chapeau : pour cela, on sait qu'on interpose des cales en bois entre le chapeau et le palier, de façon à laisser un jeu de 1/4 à 1/5 de millimètre entre la pièce embrassante et la pièce embrassée : ajoutons qu'au fur et à mesure qu'il se produit un peu d'usure, on diminue d'autant l'épaisseur des cales.

Pour procéder ensuite au serrage d'une façon convenable, on commence par serrer *à bloc*, sans mettre les cales, tout en faisant porter exactement le coussinet sur la pièce enveloppée, et on visse bien également des deux côtés ; puis on desserre de la quantité convenable pour obtenir le jeu de 1/4 à 1/5 de millimètre, et on marque d'avance cette quantité sur les clavettes ou sur les écrous de serrage : cela fait, on met en place les cales, dont on règle l'épaisseur en tâtonnant jusqu'à ce que, en resserrant, on voie que les clavettes ou écrous correspondent à leurs points de repère.

On peut éviter l'usage des cales en employant des coussinets tels que l'assemblage des deux morceaux forme une circonférence complète, dont le diamètre ne diffère de celui de la pièce embrassée que d'une très-petite quantité : à la suite d'une usure appréciable, on lime les plans de contact des deux morceaux du coussinet, de façon à avoir toujours le même serrage.

(**1160**) Supposons donc la machine montée et prête à fonctionner. Avant d'ouvrir la valve de vapeur, le mécanicien doit, par une inspection suffisamment minutieuse, s'assurer que l'appareil peut bien être mis en marche ; qu'on n'a oublié ni morceau de bois,

ni outil, qui puisse gêner le jeu des pièces mouvantes ou être rencontré par elles, et qu'on a enlevé, s'il y a lieu, les tresses ou autres objets en usage destinés à préserver les articulations, ainsi que les tampons des lumières des godets graisseurs, qu'il ne faut pas oublier d'épingler; il fait tourner les robinets pour s'assurer de leur bon fonctionnement; il remplit d'huile les godets, etc., etc.

Au moment même où il va mettre en marche, le mécanicien doit également purger, s'il y a lieu, les condenseurs, et en tout cas les cylindres, c'est-à-dire, pour les premiers, les mettre en communication avec la chaudière et expulser l'air qu'ils contiennent au moyen de la vapeur; pour les seconds, vider l'eau en égouttant au moyen des robinets de purge, et ouvrant légèrement la valve de prise de vapeur jusqu'à ce que cette dernière sorte par les robinets.

Cette opération a pour but de diminuer la contre-pression derrière le piston, et sans elle la machine ne pourrait quelquefois pas partir : mais avec des machines sans condensation et à moyenne ou haute pression, ces précautions sont inutiles et on purge au moment même du départ.

Lorsque les cylindres sont enveloppés par une chemise de vapeur, il faut avoir soin de la purger et de l'échauffer en même temps qu'eux.

(**1161**) On ouvre alors peu à peu et définitivement la valve de prise de vapeur; si la machine ne part pas, cet incident peut provenir de diverses causes : l'organe de manœuvre de la valve peut être dérangé, ou bien le piston être à moitié course et la manivelle au point mort; ou bien l'on peut avoir trop serré les articulations, qui sont peut-être oxydées, si la machine n'a pas marché depuis quelque temps, etc., etc.; il faut immédiatement prendre les précautions nécessaires pour parer à ces inconvénients, remettre la valve en état, desserrer les articulations, graisser les pièces qui en ont besoin, etc.; on s'assure ainsi que la machine peut fonctionner normalement, et on met définitivement en marche.

Pendant la marche, le mécanicien devra toujours avoir l'œil sur sa machine; voir s'il ne se passe rien d'anormal, si les tourillons ne chauffent pas, si les articulations ne sont pas trop serrées; auquel

cas il se hâte de les desserrer, soit pendant la marche, si la machine est à faible vitesse, soit après avoir arrêté; il veille au graissage, et alimente les godets et les pièces frottantes, s'il y a lieu, au moyen d'une burette à huile; entretient les mèches et les renouvelle au besoin; enfin donne plus ou moins de rapidité à l'écoulement de l'huile en comprimant convenablement les mèches.

Lorsque les godets graisseurs se trouvent non sur une partie fixe, mais sur une pièce mobile dont le mouvement est un peu rapide, l'opération de remplissage est un peu plus difficile; mais elle peut néanmoins d'habitude se faire en plusieurs fois.

L'indice d'un bon graissage se reconnaît à ce que les bords des articulations, des collets d'arbres, des glissières, etc., se recouvre d'une légère pâte jaune provenant du mélange de l'huile avec la poussière métallique qui résulte de l'usure; lorsque au contraire il y a défaut ou excès, il y a broutement des pièces ou écoulement d'une huile trop limpide et en trop grande quantité : ce dernier inconvénient n'entraîne qu'une certaine dépense, et aussi un aspect peu agréable de la machine qui doit toujours être proprement tenue : mais le premier peut avoir les plus graves conséquences, et il importe de l'éviter à tout prix.

Lorsque l'huile manque, en effet, on sait que l'augmentation de frottement provoque dans les pièces en contact un échauffement parfois considérable, qui peut donner lieu au *grippage*, et quelquefois même, si l'on n'y porte remède assez tôt, à la fusion ou à la soudure complète des surfaces.

L'échauffement se reconnaît à l'odeur de graisse brûlée, au *broutement* des pièces, et enfin au contact de la main, qui peut percevoir directement la chaleur dégagée : il faut y remédier immédiatement, soit en desserrant les articulations, si l'échauffement provient d'un serrage trop fort, soit en soignant plus attentivement le graissage, s'il vient d'un manque d'huile ou de graisse.

(**1162**) On doit remarquer aussi que l'échauffement peut se produire pour deux raisons complétement différentes de celles que ous venons d'exposer.

Il arrive d'abord quelquefois que les pièces mobiles n'étant pas

très-bien de niveau, leur pression s'exerce pendant le mouvement d'un seul côté, et, se trouvant répartie sur une surface plus restreinte, y détermine naturellement l'échauffement : on y remédie en laissant un peu plus de jeu entre les surfaces, et on le prévient en rectifiant souvent pendant le repos le parallélisme des pièces.

Plus souvent il arrive que les surfaces en contact ne sont pas parfaitement polies, soit qu'elles sortent du tour, soit qu'il se soit introduit dans les joints des corps durs en poussière, tels que sable, verre pilé, émeri, etc.; ces débris pénètrent dans le métal et le raient : il faut alors desserrer, ralentir et graisser abondamment : cet échauffement se produit très-souvent dans les machines locomotives sortant des ateliers où l'on vient de tourner leurs fusées, et on a généralement soin, pour l'éviter, de les faire marcher pendant quelque temps à faible vitesse.

Indépendamment des moyens signalés pour remédier à l'échauffement : desserrage, ralentissement, graissage plus abondant, etc., on peut encore employer un mode de graissage particulier, à l'huile mélangée d'abord de fleur de soufre, puis de plombagine : le premier mélange fait, avec la limaille produite par le grippage, une sorte de pâte qui s'interpose entre les parties frottantes et remplit les cavités; le second leur redonne doucement le poli détruit par le grippage : enfin, on doit aussi, si l'échauffement persiste, arroser à grande eau pour refroidir.

(**1163**) Le mécanicien, continuant à veiller attentivement aux circonstances variées qui peuvent se produire en marche, devra également faire attention aux divers bruits qui viendraient à se faire entendre dans sa machine, et qui souvent dénotent d'une façon assez exacte des accidents ou des commencements d'accidents auxquels il importe de remédier.

Il faut distinguer pour cela les bruits normaux, principalement pour les machines à condenseur (car les machines sans condenseur bien construites et bien entretenues sont presque complétement silencieuses), des bruits accidentels.

Ces derniers peuvent provenir : soit de la présence de l'eau dans les cylindres, qui a pour effet d'occasionner un claquement des

bagues métalliques des pistons à l'approche des extrémités de leur course, au moment où elles se débandent après s'être reployées pour laisser passer d'une face à l'autre le liquide refoulé; soit de l'usure ou du serrage incomplet des coussinets d'articulations ou de paliers, qui, laissant trop de liberté à la pièce embrassée, permet au point de contact des deux pièces de se déplacer, d'où résulte un choc; soit du desserrage des boulons de couronne des pistons, dont les garnitures métalliques ne se trouvent plus suffisamment maintenues dans le sens de l'épaisseur, et produisent contre l'un ou l'autre bord un ferraillement facile à reconnaître; soit du manque de force dans les garnitures des pistons, qui les font battre contre les parois du cylindre, et occasionnent d'une face à l'autre des fuites de vapeur; soit enfin, mais beaucoup plus rarement, de la présence accidentelle d'un corps incompressible, généralement un outil oublié pendant le montage ou les réparations, et tombé sous une des pièces mobiles de la machine, ou même un écrou du piston qui vient à se desserrer et tombe dans l'intérieur du cylindre.

L'ingénieur qui, visitant une machine, entend un bruit anormal, doit immédiatement se concerter avec le mécanicien pour en rechercher la cause et la faire cesser : un peu de pratique en dira plus long là-dessus que tout ce que nous pourrions ajouter.

(**1164**) L'*arrêt* de la machine ne devrait, pas plus que la mise en marche, être effectué brusquement; c'est par degrés insensibles qu'il faudrait diminuer la force motrice en agissant sur la soupape d'admission.

En agissant de cette manière, le mécanicien pourra faire arrêter sa manivelle *un peu après* le point mort, de façon qu'en remettant en marche plus tard la vapeur trouve une lumière ouverte pour pénétrer dans le cylindre sans qu'il soit nécessaire d'agir à bras sur le volant. A cet effet, il règle le passage de la vapeur par la valve d'admission, de façon à ne laisser que juste la force nécessaire pour pousser la manivelle au point voulu; avec un peu d'exercice, le mécanicien saisit aisément le tour de main nécessaire à cette manœuvre.

Pendant l'arrêt, les robinets purgeurs du cylindre seront ouverts;

toutes les pièces de la machine seront visitées et lubrifiées, et le mécanicien procédera au nettoyage autant que le comportera la durée de l'arrêt ; si c'est nécessaire, il resserrera les joints, renouvellera les bourrages, procédera au serrage des pièces qu'il a entendues ferrailler, s'il n'a pu y remédier pendant la marche, etc.

L'ouverture des robinets purgeurs à la fin de la journée est principalement indispensable en hiver, saison pendant laquelle il faut également vider entièrement les conduites de vapeur et d'eau, ainsi que les pompes et le condenseur, pour peu que l'on ait à craindre la gelée. Faute de ce soin, la reprise du travail le lendemain pourrait être compromise, sans parler des détériorations ou bris d'organes qui pourraient en résulter.

(**1165**) Nous ajouterons enfin quelques mots sur les soins à donner aux machines inactives, qui doivent constamment être visitées et entretenues, contrairement, il faut bien l'avouer, à ce qui se fait d'habitude dans la pratique.

L'on aura soin, au moment où elles cessent leur service, de les vider d'eau dans toutes leurs parties, de desserrer tous les boulons des joints et les bourrages, de nettoyer à fond et de garnir d'huile fraîche toutes les surfaces de frottement, de démonter le piston et les tiroirs retirés au préalable du cylindre, de les graisser et les mettre à l'abri de l'humidité ; il faudra en faire autant pour la pompe à air dans les machines à condensation ; bien essuyer les parties blanches ou polies et les enduire de bon suif, ou mieux encore de *couleur blanche* qui s'enlève très-facilement avec de l'eau chaude et du savon ; enfin, couvrir la machine et la mettre à l'abri de la poussière.

Ces soins seront renouvelés dès que l'inspection faite assez souvent en démontrera l'opportunité.

Disons également que la chaudière doit recevoir des soins analogues, être parfaitement nettoyée et enduite d'une couche de goudron tant à l'extérieur qu'à l'intérieur ; il faudra, en outre, démonter l'indicateur de niveau, le manomètre, les soupapes et le sifflet, et les mettre à l'abri de l'humidité ; enfin, nettoyer les carneaux, puis les fermer complétement, afin d'éviter les courants d'air

humide qui pourraient oxyder et ronger la chaudière, principalement par la formation d'acide sulfurique, si le combustible était pyriteux.

(**1166**) Enfin, il faut, en outre, prévoir le cas où un accident arrive à la machine pendant la marche : il peut y en avoir de deux sortes : d'une part, les fuites et rentrées d'air provenant de diverses causes ; de l'autre, les avaries ou bris de pièces.

Le mécanicien doit parer immédiatement aux premiers, et les ressources qu'il a sous la main sont généralement suffisantes pour cela ; quant aux seconds, il pourra, suivant leur importance, soit y pourvoir sur place facilement, soit éprouver des difficultés plus ou moins grandes à les réparer, soit, enfin, se trouver dans l'impossibilité absolue d'y faire face.

Ce dernier cas entraînera l'arrêt forcé et l'envoi chez le constructeur de la pièce brisée pour la réparer, ou bien même le remplacement complet de cette pièce : mais il peut arriver que, suivant l'habileté plus ou moins grande du mécanicien et l'outillage dont il dispose, certaines réparations soient possibles, et que des circonstances plus ou moins variables, telles que l'éloignement d'ateliers de construction et les inconvénients d'un chômage prolongé, donnent à la rapidité de la réparation une importance capitale.

Nous entrerons donc encore dans quelques détails sur ce sujet, qui peuvent à l'occasion être extrêmement utiles.

(**1167**) Les *fuites* et les *rentrées d'air* ont l'inconvénient d'entraîner des pertes de puissance en accroissant la contre-pression souvent dans une proportion considérable ; elles peuvent se faire, soit par les bagues des pistons, soit par les barrettes des tiroirs, soit par les garnitures, et elles se reconnaissent soit par la lourdeur de marche de la machine, soit directement à la vue, soit enfin, dans les machines à condenseurs, par le mauvais vide de cet organe, accusé aux baromètres. Elles sont dues généralement au manque de bandage des bagues ou aux grippures du cylindre et des tiroirs, ou bien encore au défaut de serrage ou de graissage des garnitures : mais elles peuvent provenir également, dans les tiroirs

compensés, de ce que la compensation est trop juste; dans ce dernier cas on suspendra, s'il le faut, l'action du compensateur, et dans tous les cas, si l'inconvénient est par trop fort et ses effets trop sensibles, il faudra arrêter la machine et y remédier immédiatement.

Il est en général assez facile de se rendre compte de l'endroit où se trouve la fuite ; en premier lieu, il faut mettre le tiroir dans une position telle qu'il bouche les deux lumières d'admission, et ouvrir les robinets purgeurs du cylindre.

Si la vapeur sort par ces robinets, c'est qu'il y a fuite par le tiroir; on y remédie soit en dressant mieux les surfaces frottantes, soit en diminuant la compensation.

Si au contraire elle ne sort pas, c'est que la fuite se fait probablement par les bagues : pour s'en assurer, on met le piston à l'une des extrémités de la course, en remplissant le cylindre de vapeur ; puis, mettant le tiroir dans sa position moyenne, on supprime toute communication avec le générateur : si le robinet de purge placé à l'extrémité du cylindre, sur la face opposée du piston, laisse échapper de la vapeur, il y a fuite par la bague : on démonte alors le cylindre et on la répare ; ou bien encore, s'il y a lieu, on constate les grippures que l'on doit faire disparaître avant de remettre la machine en marche.

Il est inutile d'ajouter que, si la fuite a lieu par les presse-étoupes, la déperdition de vapeur est visible d'elle-même, et qu'il en est de même pour celles qui proviennent des joints de couvercles des cylindres ainsi que des fêlures de ces pièces : dans le premier cas, on serrera les boulons des presse-étoupes, dans le second, on mastiquera ou on refera le joint, ou enfin on réparera le cylindre comme nous le dirons plus bas.

Les rentrées d'air au condenseur sont dues à des causes analogues ; et indépendamment de l'indication du baromètre, on les reconnaît au sifflement particulier qui les accompagne ; il faut alors boucher les joints ou les fêlures qui donnent lieu à la perte; ou bien encore, si leur fêlure s'est produite dans la paroi extérieure même, y mettre une pièce.

(1168) La seconde catégorie d'accidents est plus dangereuse ; dès qu'une avarie se produit ou qu'une pièce se brise, la première chose à faire est d'arrêter immédiatement la machine en fermant la valve de vapeur, puis de visiter l'appareil.

Si l'avarie qu'on redoute est, par exemple, une grippure du cylindre, généralement due au manque de bandage des bagues métalliques du piston, qui rentrent alors dans les gorges, dont les bords rayent ainsi les parois du cylindre, il faut démonter le cylindre et polir l'intérieur au moyen de la *gratte*, ou bien, si la grippure est trop profonde, y incruster une pièce à queue d'aronde et la remettre à la lime parfaitement de surface avec le cylindre ; on répare également, et même d'une manière beaucoup plus facile, la rayure des garnitures.

Mais si l'on a affaire à un bris de pièces, la question devient beaucoup plus grave : ces sortes d'accidents affectent spécialement les fonds ou les parois du cylindre, les tiges des pistons, les balanciers, etc. ; ou bien encore de petites pièces, telles que les barrettes des tiroirs ; ou enfin simplement des boulons, clavettes, etc. ; dans ces deux derniers cas, on remplace ou on répare facilement les pièces brisées ou avariées. L'opération est beaucoup plus difficile dans le premier ; mais si l'on tient absolument à la faire, voici quelques exemples de la manière dont l'accident peut arriver et dont on pourrait y parer.

(1169) Le *fond du cylindre*, qui tantôt est venu de fonte avec le corps même de cette pièce, tantôt lui est simplement joint à queue d'aronde, peut être fendu par un choc du piston ou quelquefois seulement démastiqué. La vapeur passe alors directement de la chemise dans le cylindre, et de là dans le condenseur.

Si l'on a affaire à une machine de Woolf, et que la rupture se soit faite dans le grand cylindre, l'inconvénient sera le même ; si, au contraire, elle s'est faite dans le petit, la vapeur travaillera encore, il est vrai, sur le grand piston, mais elle gênera beaucoup la marche de la machine en résistant à son action pendant la descente, et elle pourrait même l'arrêter, si la fente était assez large.

La rupture se reconnaît en enlevant le couvercle et le piston et

envoyant de la vapeur dans la chemise; mais si la fuite est très-faible, ce moyen ne suffit pas; il faut alors essayer avec soin le fond du cylindre, et l'on voit bientôt sur la fissure paraître d'abord un peu d'eau, puis un léger bouillonnement; par contre, lorsqu'elle est assez forte, on peut se passer d'enlever le couvercle et le piston et se contenter de démonter les plateaux des boîtes et les tiroirs; mettant alors les pistons à moitié de leur course, et envoyant de la vapeur dans la chemise, on la voit sortir, soit par l'orifice du condenseur, s'il s'agit du grand cylindre, soit par l'orifice de communication avec celui-ci, s'il s'agit du petit.

Enfin, on pourra encore facilement reconnaître que la communication est établie entre la chemise et le grand cylindre, par l'échauffement anormal du condenseur, et quelquefois par la couleur de son eau. En arrêtant un instant la machine dans la position où les pistons commencent à descendre, et où par conséquent la partie inférieure du cylindre est en communication libre avec le condenseur, si le cylindre est fendu ou démastiqué, la vapeur continue toujours à chauffer le condenseur sans que la machine travaille.

(1170) Si le masticage seul est détruit ou fendu, la réparation est facile : il faut enlever le cylindre de la chemise, mastiquer de nouveau le fond, puis remettre en place et laisser sécher deux ou trois jours à l'air avant de remonter le cylindre; mais si c'est le fond qui est brisé, une réparation plus délicate est indispensable : il faut alors superposer aux deux bords de la fêlure des plaques de tôle que l'on visse sur le fond, soit à l'extérieur du cylindre, soit à l'intérieur; et dans ce dernier cas il faut avoir bien soin d'examiner si la course du piston ne sera pas gênée par l'addition de cette pièce, et si l'on n'est pas exposé à avoir des chocs de cet organe contre le fond ou le couvercle; dans le premier, au contraire, il faut avoir soin de diminuer la hauteur du presse-étoupe, si l'on craint que la traverse du piston ne vienne rencontrer le chapeau.

Une fente légère de la paroi du cylindre dans le sens de la longueur peut être assez facilement réparée : on commence par l'arrêter, si l'on craint qu'elle ne s'étende, par un trou rond, que l'on pratique à chacune de ses extrémités, et qu'on bouche par une vis

dont on rive la tête (l'effet d'un pareil trou est de répartir sur un plus grand nombre de points l'effort qui tend à augmenter la fente, et qui porte seulement à son extrémité avant cette petite réparation); puis on répare la fêlure par un bon masticage, serré par un placard en tôle et maintenu par des goujons.

Si la fente s'étendait notablement dans le sens de la longueur, ce moyen ne suffirait plus; il faudrait alors entourer le cylindre de frettes ou cercles forgés en fer plat, dont on resserre les divers morceaux au moyen de boulons enfilés dans des trous d'oreilles ménagés à leurs extrémités. Lorsque la partie embrassée par les frettes est entièrement cylindrique, il n'y a point de difficulté; dans le cas contraire, il faut garnir les intervalles où la frette ne porte pas au moyen de gros coins en bois, et, s'il y a lieu, de petits coins en acier.

(**1171**) Enfin, il peut arriver quelquefois, soit par suite de la gelée, soit par suite de l'accumulation de l'eau dans le fond du cylindre, que la chemise se fende par le bas et se détache de son propre fond. Voici comment on peut s'y prendre pour faire la réparation, si l'on ne veut pas ou si l'on ne peut pas remplacer la pièce brisée, ce qui est toujours, en ce cas, le meilleur parti à prendre : on commence par couler une plaque de fonte qui entre dans la chemise avec assez de jeu pour permettre de la mastiquer à l'entour; on y laisse des oreilles qui s'appliquent contre les parois de cette chemise, et au travers de celle-ci et des oreilles de la plaque on passe des vis d'acier taraudées dans la plaque, de façon à la serrer contre l'intérieur de la chemise.

Ces vis fixent invariablement la partie inférieure de la chemise au plateau de fonte. C'est également par des vis passant dans des trous que l'on a percés au préalable dans le fond et le plateau que l'on réunira le premier au second; ces vis seront soigneusement mastiquées et serrées fortement. Par ce moyen, les deux parties séparées de la chemise se trouveront solidement reliées; enfin, on fera le joint en dedans pour le tour du plateau avec du mastic de fonte, ce qui empêchera toute fuite. Une chemise ainsi réparée pourra travailler encore longtemps sans grand inconvénient.

(1172) Des accidents de même genre, que l'on réparerait assez facilement soit de la même manière, soit d'une façon plus ou moins analogue, peuvent se manifester aux pistons par la fêlure de leurs faces ou la rupture de leurs nervures, aux tiroirs, aux excentriques, etc. ; quant à la courbure ou à la rupture de la tige du piston, provenant en général des mêmes causes que la rupture du piston lui-même, il est inutile de s'en occuper ; la première ne peut s'arranger qu'au moyen d'un travail de forge assez considérable ; la seconde ne peut se réparer en aucune façon, et il faut nécessairement changer la tige.

Dans le cas de fêlure d'un tuyau de vapeur, on doit, si on ne peut changer la partie du tuyau avariée, appliquer sur la paroi déchirée ou disjointe des bandes de toile, de laine, ou de feutre, puis *latter* avec des morceaux de bois ou des bandes de fer, et finalement *cercler* avec des frettes en deux morceaux serrées par des vis ; mais si la rupture a lieu dans un coude, il est indispensable de changer le tuyau.

(1173) Les avaries des condenseurs proviennent en général de leur perforation sous l'influence de l'oxydation, de leur fêlure ou défoncement par suite de chocs, ou enfin de leur écrasement par suite de la trop faible résistance de leurs parois ; il suffit en général de leur mettre simplement une pièce que l'on fixe solidement par des vis ; mais l'on remarquera que l'on peut continuer, à la rigueur, à fonctionner avec un condenseur crevassé sans le réparer ; il suffit pour cela de l'entourer d'une espèce d'auge en bois ou en tôle, qu'on a soin de tenir continuellement remplie d'eau au-dessus de la fente. L'air extérieur ne peut ainsi pénétrer dans le condenseur, mais l'eau contenue dans l'auge y pénètre par aspiration, et on doit diminuer en conséquence l'ouverture de l'injection ordinaire. Enfin, si l'on est pressé et que cette ressource ne suffise pas, on marche sans condensation, en dételant le piston de la pompe à air et calant les clapets du condenseur, de manière à les tenir ouverts et à faire communiquer le piston avec l'atmosphère.

(1174) Les avaries aux traverses, glissières, bielles, balanciers,

sont de nature notablement différente; on pourra encore faire disparaître les grippures de leurs articulations, comme celles des cylindres ou des pistons, à la lime, et pour les tourillons, aux rodoirs; mais il est souvent fort difficile et quelquefois impossible de remédier aux ruptures; on y parviendra cependant quelquefois pas le moyen de chapes, clavettes, frettes, etc., fixées par des vis ou des boulons qui pénètrent dans des trous pratiqués sur les extrémités des deux morceaux à rassembler.

Pour un balancier qui n'a qu'une simple gerçure, par exemple, on le démonte, on dételle toutes les tiges qui lui sont attelées, et on réunit les deux bords de la gerçure par deux barres de fer suffisamment résistantes, situées de part et d'autre de la plaque, et dont les extrémités, repliées en talon, se logent dans des entailles pratiquées, au préalable, dans la pièce; on peut aussi, si la rupture se fait à l'extrémité, y fixer par des vis une forte bride, et consolider le tout à l'aide de deux lattes mises de part et d'autre et boulonnées entre elles à travers le balancier.

Le raccommodage des balanciers en tôle est plus facile en général, parce qu'il consiste simplement en une rivure de tôle sur tôle.

Le parallélogramme se rompt plus rarement, et l'accident le plus fréquent qu'il présente est l'usure des coussinets de bronze aux articulations, occasionnée soit par des serrages trop énergiques, qui échauffent les parties en contact et les font gripper, soit par des serrages inégaux, qui font porter tout l'effort sur une seule branche et tendent à déformer l'ensemble de l'appareil. Le plus sûr moyen de remédier au défaut de montage sera de mettre le piston au bas de sa course, de desserrer tous les coussinets et de les resserrer avec précaution comme si l'on montait le parallélogramme à nouveau.

Enfin les coussinets eux-mêmes, les paliers et leurs chapeaux peuvent se gripper ou se fendre; dans le premier cas, on les démontera et on les réparera à la lime douce, en remédiant, si c'est nécessaire, à leur usure, en logeant sous le coussinet une petite cale qui maintienne l'axe à distance voulue; lorsque les trous sont profonds, il sera même bon d'y couler de l'étain ou du métal d'antifriction; dans le second, ce qu'il y a de mieux à faire est de chan-

ger la pièce brisée au moyen d'une pièce de rechange que l'on doit toujours avoir en réserve dans ce but.

(**1175**) Si l'on a à expédier, pour réparation ou toute autre cause quelconque, une ou plusieurs pièces de machine, de même que si l'on a à démonter une machine entière pour la remonter ailleurs, il sera nécessaire de prendre certaines précautions pour empêcher les diverses pièces de se rouiller par les intempéries ou de se détériorer par le transport.

Toutes les pièces polies doivent être mises dans une caisse remplie de copeaux qui les séparent, passées à la *pièce grasse* (morceaux d'étoffe de laine enduits d'huile et de suif, ou bien encore enduits de *peinture blanche*) ; les tiges des cylindres, les arbres tournés, etc., environnés de cordes de foin ou de nattes de paille, seront placés entre deux planches suffisamment solides, de manière à ne pas porter à faux, et le tout devra être entouré de cordes ; les cylindres alésés seront graissés à l'intérieur et fermés par deux plateaux de bois, affectant la forme de carrés circonscrits aux brides, et retenus par des boulons ; les engrenages auront leurs dentures, principalement si elles sont en bois, entourées de tresses de foin, etc., etc.

S'il s'agit du transport d'une machine entière, toutes les pièces devront être repérées avec soin, et il faudra se mettre au courant de ce repérage en assistant à l'emballage, pour pouvoir, plus tard, aider au besoin le monteur à s'y retrouver.

A l'arrivée, il faudra, au contraire, nettoyer toutes les pièces et les mettre en ordre ; puis se procurer les équipages nécessaires au montage : chèvres, étaux, forge volante, etc. ; mais le monteur apporte généralement sa boîte d'outils ; enfin, on procède au montage comme nous l'avons dit plus haut.

(**1176**) Les quelques notions sommaires qui précèdent sur le montage, l'entretien, la réparation et le transport des machines, donnent une idée générale de la conduite que doit tenir un ingénieur ayant sous sa direction des moteurs à surveiller et à réparer à l'occasion : mais, en pareille matière comme en beaucoup d'autres, et plus spécialement encore dans celle-ci, une pratique plus ou moins longue est indispensable pour arriver à la connaissance approfondie du sujet.

Sans nous étendre plus longuement sur cette question, nous nous contenterons donc d'ajouter quelques mots sur l'*achat des machines*.

(**1177**) L'ingénieur qui doit installer un moteur devra tout d'abord en choisir le *type :* la question de ce choix a été complétement traitée dans le premier volume de cet ouvrage, n[os] 293 à 317, pour les récepteurs hydrauliques, et dans le second, n[os] 714 à 753, pour les moteurs à vapeur.

Dans le premier cas, il aura à choisir entre les roues de différents systèmes et de différents diamètres, les turbines, les machines à colonne d'eau et même les *balances;* dans le second, il aura à se décider, suivant le but à atteindre, entre les machines à balancier ou à connexion directe, et parmi ces dernières, entre celles qui sont horizontales ou verticales, sans oublier les locomobiles qui peuvent, en certains cas, rendre de très-grands services : il aura à décider si la machine devra de préférence être du système Woolf, ou bien encore si elle sera avec ou sans condenseur, à détente ou sans détente, à tiroir ou à soupapes, etc., etc.

Toutes les raisons qui peuvent venir à l'appui de tel ou tel système ont été développées, et nous n'avons pas à y revenir : nous ajouterons seulement qu'avant de se décider il ne sera pas inutile de discuter la question avec le constructeur auquel on a accordé la préférence, naturellement plus compétent qu'un autre en pareille matière, si l'on suppose qu'on s'est adressé à une maison de confiance ; ses conseils devront évidemment avoir le plus grand poids, mais ils ne devront pas être suivis *aveuglément*.

Il arrive en effet quelquefois que tel ou tel constructeur peut,

pour diverses raisons et même de très-bonne foi, se faire l'apologiste et le propagateur de types dont l'usage n'a pas encore suffisamment consacré le mérite, et il importe souvent non-seulement au point de vue pécuniaire immédiat, mais aussi à beaucoup d'autres, de ne point faire de coûteuses expériences, qui amèneraient des résultats déplorables.

Il faudra donc, en général, au point de vue du type à choisir, et en admettant, bien entendu, qu'on ait les connaissances suffisantes pour cela, *consulter les autres*, et *se décider soi-même*.

(**1178**) Cela posé, l'on étudiera la machine au point de vue de sa *force* : dans le cas où la force motrice provient d'une chute d'eau, la valeur de cette force est donnée et on ne peut la changer : il n'y aura qu'à la constater ou en mesurer la valeur pour savoir à quoi s'en tenir, et ne pas faire d'installations mécaniques hors de proportions avec la puissance dont on peut disposer. Mais si l'on doit employer la vapeur, la dimension des organes, et en particulier du ou des cylindres, est la première question à examiner.

Ici, en effet, la question est en quelque sorte retournée : ce n'est plus la force *disponible* qui est plus ou moins fixe, mais bien la *quantité de travail requise* ; et il faudra donner au moteur les dimensions suffisantes pour que cette quantité de travail, indépendamment des pertes dues aux chutes de vapeur, au frottement, etc., soit disponible sur l'arbre du volant, avec une vitesse de rotation déterminée.

La manière dont on doit s'y prendre pour arriver à bien définir ces données a été exposée dans le dernier chapitre du second volume, nos 854 à 861, et l'on n'oubliera pas qu'elles doivent être calculées plus ou moins largement, suivant les cas, mais toujours assez pour parer soit à un entretien un peu négligé, qui peut, dans certaines circonstances, augmenter les pertes de force; soit à un petit agrandissement ultérieur de l'atelier dont la machine doit mettre les outils en mouvement, ou, en d'autres termes, à une certaine augmentation de la force exigée.

Ce sera tantôt l'approfondissement d'un puits d'extraction, tantôt un plus grand afflux d'eau pour un appareil d'épuisement, tantôt

enfin d'autres circonstances qui peuvent varier à l'infini, et qui pourraient exiger le remplacement complet de la machine, si l'on n'avait pas le soin à l'origine de prévoir ces éventualités.

Les dimensions à donner au cylindre découleront évidemment de la pression de la vapeur et du degré de détente, dont les valeurs dépendront en gros du type de machine qu'on a choisi, mais toutefois dans d'assez grandes limites pour que l'on ait à examiner spécialement cette question, dans laquelle on pourra être guidé par les considérations exposées aux nos 534 et suivants, et en particulier au n° 557, ainsi que dans tout le chapitre xx.

(**1179**) Nous supposerons donc le travail demandé connu, et les dimensions du ou des cylindres calculées, soit comme diamètre, soit comme longueur : il résultera de là et de l'adoption du type de la machine qu'on pourra tracer sur le papier la position des axes des pièces, et en quelque sorte, si l'on peut s'exprimer ainsi, faire son *dessin cinématique*.

On passera de là au choix de la matière de chaque pièce, au calcul de ses dimensions transversales, et enfin à son dessin détaillé, toutes choses pour lesquelles il faudra recourir aux notions exposées dans le présent volume.

Enfin, il faudra étudier la distribution, les transmissions de mouvement, les supports, etc.

(**1180**) Cela fait, le projet de la machine sera terminé : nous avons supposé que l'ingénieur le faisait lui-même ; mais il n'en est pas toujours ainsi, et il arrive très-souvent que le constructeur le fournit, soit complétement d'après ses idées personnelles, soit d'après les données qui lui sont imposées par l'ingénieur : mais dans l'un comme dans l'autre cas il faudra passer un *marché*.

Dans ce marché, la clause principale concernera le *prix* de la machine, pour lequel on peut employer deux modes d'achat complétement différents, soit *à forfait*, soit *au kilogramme*.

Le *prix à forfait* suppose que la machine est parfaitement définie dans toutes ses parties, et la manière la plus simple d'y arriver

sera d'annexer au marché un plan détaillé approuvé par les deux parties ; ce qui offrira en outre l'avantage de fixer à l'avance les équarrissages, sans que le constructeur puisse faire *trop faible*.

Le prix *au kilogramme* exige également un plan annexé, mais pour la raison contraire : on pourrait forcer les épaisseurs; dans ce cas, on accorde généralement une tolérance de $\frac{1}{10}$, au delà de laquelle on ne paye pas l'excès de métal.

Ce prix au kilogramme pourra d'ailleurs être fixé de bien des manières : on pourra, soit déterminer un prix au kilogramme de toute matière ; ou bien un prix séparé pour chaque matière, fonte, fer, bronze ; ou bien encore un prix séparé pour chaque nature d'objets, engrenages (tournés ou non), arbres tournés, unis ou non, etc., etc. : dans tous les cas, le prix devra être stipulé au kilogramme *pesé fini;* sans cela la vérification serait impossible.

(**1181**) Quel que soit le système adopté pour le prix, le constructeur devra s'engager à fournir la machine, livrée dans ses ateliers, dans un delai de..., ou à la poser, dans un délai de... à partir du jour où les lieux lui sont livrés, tous les travaux préparatoires de maçonnerie, etc., étant complétement terminés.

Afin d'éviter autant que possible les procès qui pourraient naître d'une livraison tardive, et la revendication légitime en dommages-intérêts qui pourrait en résulter, il sera bon de stipuler un dédit de... par jour de retard dans la livraison ; mais pour que ce dédit ne soit pas simplement comminatoire, il est juste de stipuler une gratification de *tant* par jour si le délai est avancé : nous ajouterons cependant que cela se fait, à tort, bien rarement.

Le marché devra également, si la machine doit être *posée* par le constructeur, comme c'est le cas général, décider si le transport est à la charge du constructeur ou de l'industriel : ce dernier aura souvent plus d'avantage à traiter directement lui-même avec l'entrepreneur de transports, et d'ailleurs beaucoup de mécaniciens ne se chargent pas de ce soin.

Quant au salaire même du monteur, il est bon qu'il soit à la charge du mécanicien, sans quoi il pourrait y avoir beaucoup de temps gaspillé; mais il sera avantageux à l'industriel de lui fournir

lui-même les aides et équipages nécessaires, et il devra dans tous les cas lui tenir compte des journées qu'il perdrait, faute d'achèvement en temps utile des travaux préparatoires.

(**1182**) Enfin, il ne restera plus, une fois cela fait, qu'à stipuler la *garantie* et le *mode de payement*.

La garantie devra concerner deux choses complétement différentes : on devra d'abord fixer les essais à faire à diverses époques pour vérifier la puissance, le rendement, la consommation, etc., stipulées dans le corps du marché ; puis il faudra convenir d'un temps suffisant pour mettre la machine à l'épreuve, industriellement parlant : ce délai de prise en charge définitive pourra varier de six mois à un an, et il servira à se prémunir contre tout accident ou rupture provenant du vice de construction ou de pose, ou encore de quelque défaut dans les matières fournies, comme aussi, dans certains cas, d'insuffisance d'épaisseur donnée aux pièces, lorsque cette épaisseur a été laissée à la détermination du mécanicien, ou que ce dernier n'a pas suivi le plan qui la déterminait.

Enfin, les *termes de payement* font généralement exception aux usages ordinaires du commerce : pour la France et les pays où les relations sont faciles, il est d'usage de reculer le payement du *dernier* tiers, afin que la machine puisse être essayée industriellement; au contraire, le premier tiers sera payé *comptant;* cette habitude provient de ce que le mécanicien a des frais spéciaux, et que d'ailleurs, pour diverses causes, et notamment en cas de faillite de l'acheteur, la machine peut lui rester : une marchandise de cette sorte étant, par sa nature même, d'un placement courant difficile, il est juste de lui donner un dédommagement.

Enfin, le second tiers se paye généralement à la livraison.

Ainsi donc :

$\frac{1}{3}$ *comptant* au moment de la signature du marché;

$\frac{1}{3}$ à la *livraison ;*

$\frac{1}{3}$ trois mois au moins après la pose terminée ou après la première mise en marche :

Voilà quelle est la manière la plus habituelle de payer une machine.

Il ne restera plus après cela qu'à se précautionner contre les discussions qui pourraient naître entre acheteur et vendeur, même supposés l'un et l'autre de très-bonne foi ; et, pour éviter les longueurs comme les frais d'un procès, il sera toujours bon de prévoir les contestations, et de stipuler qu'on s'en référera, le cas échéant, à l'arbitrage d'un ingénieur désigné nominativement et ayant la confiance des deux parties, ou même de trois ingénieurs, désignés l'un par le demandeur, l'autre par le défendeur, le troisième par les deux autres, et, en cas de désaccord, par le président du tribunal de commerce.

MODÈLES DE MARCHÉS

I. MACHINE D'EXTRACTION

Entre les soussignés :

M.... représentant la Cie de ...... d'une part ; et MM..... et Cie, constructeurs de machines à vapeur, à ..... d'autre part,

Il a été convenu ce qui suit :

MM..... et Cie s'engagent à fournir à M..... qui accepte :

Une machine d'extraction à deux cylindres horizontaux accouplés, d'un diamètre de..... et d'une course de piston de.....

Cette machine comprendra les accessoires suivants :

1° Deux bobines fixes complètes, sauf les bras en chêne, c'est-à-dire avec leurs ferrures et des jantes en fer cintré au diamètre de.....

2° Un frein à vapeur, consistant en un cylindre à vapeur, volants et leviers en fer, fonte et tôle, sauf les sabots en bois, conformément au croquis qui sera adressé par MM..... et Cie. Ce frein pourra aussi se manœuvrer à la main.

3° Deux molettes de..... de diamètre avec bras en fer, de..... de largeur entre les joues, axes en fer forgé et paliers avec coussinets en bronze.

4° Une sonnerie et un arrête-cage. Pour la tige réunissant le mouvement d'arrête-cage placé sur la machine aux leviers placés sur le chevalet des molettes, le constructeur n'aura à fournir que les articulations ; le fer nécessaire pour mettre cette tige à longueur sera fourni par l'acquéreur, et les soudures seront faites à son compte et par ses soins.

5° Les têtes, plaques et extrémités des boulons de fondation, ceux-ci devant être mis à longueur par la Cie.....

6° Les clefs de la machine.

7° Un régulateur de mise en marche central, d'où partiront les tuyaux de vapeur communiquant aux cylindres moteurs et au cylindre de frein. Ces tuyaux,

en cuivre, seront fournis par les constructeurs, mais ils seront les seuls. Les autres seront faits par la Cie..... et à ses frais.

La machine et ses accessoires seront d'une construction aussi soignée que celles du même genre construites par les ateliers de MM..... et Cie.

L'arbre moteur, les manivelles, les bielles, les traverses et tiges de piston seront en fer de toute première qualité.

Les cylindres seront munis de purgeurs, ainsi que de robinets graisseurs. En dessous du modérateur sera adapté un robinet de purge.

Le cylindre de frein sera fixé solidement sur un massif en maçonnerie. MM..... et Cie fourniront le plan d'ensemble et le plan des fondations de la machine dans les trente jours de la signature du présent traité.

Le montage de la machine et de ses accessoires sera fait par un chef monteur de MM..... et Cie, mais il est entendu que M..... payera ses frais de voyage en deuxième classe et sa nourriture. Il lui fournira en outre tous les agrès, matériaux et manœuvres nécessaires au montage et à la mise en train. La livraison de cette machine devra être faite pour.....

Le montage devra se faire de telle sorte que la mise en train puisse avoir lieu six semaines après l'arrivée des pièces sur les lieux.

MM..... et Cie garantissent la bonne marche de cette fourniture pendant six mois à partir de la mise en train. Toute pièce qui serait reconnue défectueuse par vice de construction ou défaut de matière pendant cette garantie, sauf le cas de force majeure, sera remplacée sous le plus bref délai par les constructeurs, mais ceux-ci ne pourront être en aucun cas passibles de dommages et intérêts.

Le transport de..... au lieu de destination sera au compte de MM..... et Cie ainsi que l'emballage et les frais de douane à l'entrée en.....

Le prix de cette fourniture est fixé à la somme de..... francs payables sans escompte, en espèces, ou en bonnes valeurs sur Paris, à quinze jours de date, comme suit :

1/3 aussitôt après la signature des présentes ;

1/3 à l'expédition des ateliers ;

1/6 à la fin du montage ;

1/6 à l'expiration de la garantie, qui sera de six mois après la mise en marche.

Il est entendu que si la mise en marche était retardée par cause involontaire de MM..... et Cie, les deux derniers payements n'en auraient pas moins lieu, quoique la garantie reste toujours fixée à six mois du jour de la mise en train réelle.

En cas de difficulté sur les clauses du présent traité, les parties déclarent s'en rapporter à la décision de MM..... qui jugeront comme arbitres.

En cas de partage d'avis, ils pourront s'en adjoindre un troisième qui sera à leur défaut nommé par le président du tribunal de commerce de..... La décision sera sans appel devant les tribunaux.

Fait en double à..... le..... mil huit cent.....

II. MACHINE D'ÉPUISEMENT

Entre les soussignés :

Monsieur..... faisant élection de domicile à..... agissant au nom et pour le compte de la société de..... d'une part, et Monsieur..... gérant de la Société des ateliers de construction de..... demeurant à..... d'autre part,

Il a été convenu ce qui suit :

La Société de..... commande à M..... qui accepte, un appareil d'exhaure complet dans toutes ses parties, devant pouvoir extraire..... mètres cubes d'eau en..... heures d'une profondeur de....., avec de la vapeur à la pression effective de 4 atmosphères.

Actuellement l'épuisement se fait à.....

Cet appareil comprend :

Une machine motrice à balancier;

Une maîtresse-tige;

Les pompes au nombre de trois;

La colonne de tuyaux élevant l'eau jusqu'au jour,

Enfin les contre-poids à adapter au balancier.

1° La machine, du système Woolf, sera à double effet, à détente et à condensation. Elle aura deux cylindres juxtaposés, le diamètre du plus grand étant fixé à..... et celui du petit cylindre conformément au rapport de détente indiqué plus bas.

La course du grand cylindre sera la même que celle des pompes et les volumes respectifs des deux cylindres devront permettre à la vapeur d'agir par la détente dans le rapport de pression de.....

La distribution de cette machine se fera comme d'usage au moyen d'une cataracte à double effet et de soupapes de Cornouailles.

La condensation sera faite par une pompe à air et un condenseur reposant comme les cylindres sur la maçonnerie.

La machine comprendra un modérateur, c'est-à-dire une soupape de mise en train, mais sans aucun tuyau de vapeur ni d'eau. Elle comprendra également le balancier, son axe, ses paliers et boulons ainsi que le parallélogramme le reliant aux tiges de piston des cylindres, et les boulons et contre-plaques de fondation et les clefs de montage de la machine.

2° La maîtresse-tige sera d'une longueur suffisante pour actionner les pompes; les cinq premiers mètres et les patins de retenue seront en chêne, le reste sera en bon sapin rouge de Riga, et le tout sera garni de ferrures, de clammes et de boulons solidement fixés au bois. Cette tige sera guidée dans les parties indiquées au plan qui sera soumis par les constructeurs à la Société..... par des traverses en bois, mais ces dernières seront livrées et posées par les ouvriers de la Société...

qui établiront, également au compte de cette Société, les sommiers d'appui des heurtoirs.

3° Les pompes se composeront d'une pompe élévatoire et de deux pompes foulantes. La première aura..... de diamètre et les deux dernières auront..... de diamètre. En raison de la mauvaise qualité des eaux, il est entendu que le piston de la pompe élévatoire sera en bronze ainsi que les pistons plongeurs des deux pompes foulantes, et les clapets et les soupapes des trois pompes; toutefois les corps de pompe et les chapelles des pompes seront en fonte.

Ces pompes seront placées dans l'axe vertical de la maîtresse-tige entre deux tiges latérales.

4° La colonne d'exhaure sera composée de tuyaux en fonte éprouvés à la presse hydraulique, montée bien verticalement avec brides tournées et ajustées et boulons calibrés. Elle sera de..... mètres de hauteur et elle aura..... de diamètre intérieur. Les tuyaux qui la composent devront être bien étanches. Cette colonne sera montée par les constructeurs.

5° La commande comprend enfin les plaques-contre-poids en fonte brute, se fixant au balancier pour l'équilibre des tiges. Ces contre-poids seront d'un poids approximatif de..... kilos.

Toutes les pièces de la machine et accessoires spécifiés ci-dessus seront en matériaux de première qualité.

Les constructeurs feront parvenir à la Société de..... dans le délai de deux mois à partir de ce jour, le plan d'ensemble de la machine et celui des fondations.

MM..... et Cie devront livrer la machine et ses accessoires, à..... le..... prochain.

Le transport de..... à..... sera au compte des constructeurs, mais l'emballage ainsi que le transport au delà seront aux frais de la Société de.....

Le cas de grève des ouvriers sera considéré comme cas de force majeure.

Les constructeurs fourniront à la Société de..... deux ouvriers monteurs qui se rendront sur les lieux mêmes pour y installer la machine et ses accessoires. Il est entendu que leurs frais de voyage aller et retour et de séjour seront remboursés à MM..... et Cie, les journées de ces monteurs seront comptées du jour du départ au jour du retour, à raison de..... francs par jour. L'un de ces monteurs restera pour la mise en marche et pendant le délai de garantie.

Les constructeurs devront réparer ou fournir à neuf, suivant les circonstances, sans autre indemnité de part et d'autre, les pièces qui, par suite d'un vice de construction ou de mauvaise qualité des matières, viendraient à être mises hors de service et ce, pendant le délai de garantie de bonne marche qui est fixé à quatre mois à partir de la mise en train.

Le prix de l'appareil ci-dessus décrit est fixé à la somme de..... payable sans escompte, en espèces ou en valeurs à vue sur Paris, comme suit :

Un tiers à la signature des présentes, un tiers à l'expédition des ateliers des constructeurs, un sixième à la mise en marche, et un sixième à l'expiration de la garantie de quatre mois.

En cas de retard dans la mise en marche de la machine et de ses accessoires provenant du fait des acquéreurs, ceux-ci s'engagent à payer le cinquième sixième du prix ci-dessus, deux mois après la date d'expédition des ateliers, et le dernier sixième six mois au plus après cette même date d'expédition; restant entendu que

la garantie de bonne marche sera, quoique cela, de quatre mois de marche effective.

En cas de contestation sur les clauses du présent traité, les parties déclarent s'en rapporter au jugement de M.....

Ainsi fait double à.....

III. MACHINE SOUFFLANTE

TITRE PREMIER

Des obligations des vendeurs

ARTICLE PREMIER

MM..... et Cie s'engagent à construire, pour la Société des forges et usines de..... à..... qui accepte, une machine soufflante à vapeur verticale à détente et à condensation, dont le plan général est annexé aux présentes.

Cette machine remplira les conditions suivantes :

§ 1er. — Les diamètres intérieurs des cylindres à vent et à vapeur seront respectivement de..... et de..... La course commune aux deux pistons sera de..... Le cylindre à vapeur sera muni d'une première enveloppe à circulation de vapeur et d'une seconde enveloppe en bois.

§ 2. — Les tiges des pistons du cylindre à vent et du cylindre à vapeur seront en acier ; elles seront dans le même axe et réunies par une traverse en fer forgé servant à les guider. Les extrémités de cette traverse conduiront deux bielles pendantes en fer forgé, lesquelles commanderont, au moyen de boutons de manivelles, deux volants en fonte calés sur un même axe en fer forgé. Les coussinets de cet axe seront disposés de manière à pouvoir être changés sans démonter les volants, et le poids des organes se mouvant verticalement sera équilibré.

§ 3. — La vitesse de cette machine sera au maximum de..... tours et au minimum de..... tours par minute. A la vitesse de..... tours et sous la tension de vapeur de..... kilogrammes effectifs par centimètre carré, avec une introduction de..... de la course au maximum, la machine devra fournir par minute, sans chocs ni vibrations..... mètres cubes d'air à la température moyenne et à la tension atmosphérique, comprimé à la tension de..... centimètres de mercure. A la vitesse de..... tours, la machine devra encore fonctionner régulièrement.

§ 4. — La tubulure d'échappement de vapeur sera munie d'une soupape double permettant de diriger la vapeur soit dans le condenseur, soit dans l'atmosphère.

§ 5. — La pompe à air, à double effet, devra être actionnée par la machine, sans

l'intermédiaire d'engrenages, et donner un vide de..... centimètres de mercure. L'eau nécessaire à la condensation et à l'alimentation des chaudières appelées à desservir la soufflerie, la machine du monte-charges et celle de l'atelier de réparations, sera élevée dans un réservoir qui ne fait pas partie de la fourniture, à peu près au niveau du sol, par une pompe spéciale commandée par la machine soufflante.

§ 6. — La machine devra comprendre une pompe capable d'élever, pour le service des tuyères, du gueulard, et pour divers autres besoins de l'usine..... litres d'eau par minute, à la hauteur de..... mètres au-dessus du sol de l'usine. Elle comprend également une pompe alimentaire pour les chaudières dont il est parlé § 5.

§ 7. — La fourniture comprend également une machine à pomper verticale, indépendante de la machine soufflante, pour le service du haut fourneau. L'eau nécessaire au service du haut fourneau, c'est-à-dire..... litres par minute, sera prise à environ..... mètres au-dessous du sol et élevée à la hauteur de..... mètres au-dessus du sol, par deux pompes à plongeurs donnant le même nombre de coups que la machine motrice. Cette machine à pomper devra, en marche normale, faire..... tours par minute et être susceptible, en cas de besoin, de fournir..... litres par minute, en fonctionnant à..... tours avec un seul plongeur.

§ 8. — Est également comprise dans la fourniture une machine alimentaire capable de faire le même travail que la pompe alimentaire attelée à la soufflerie. Il est bien entendu que ces deux machines indépendantes rempliront toutes les conditions désirables de solidité et de bon fonctionnement.

§ 9. — Toutes ces machines loyalement exécutées, dans toutes leurs parties, avec des matériaux de bonne qualité, sans cale ni pièces de remplissage, c'est-à-dire exemptes de tout vice de construction, seront livrées complètes dans leurs détails mécaniques, y compris les volants et la balustrade entourant ceux de la soufflerie, et les extrémités des boulons de fondations, c'est-à-dire les écrous, clavettes et plaques d'ancrage, mais sans aucun tuyau de vapeur (sauf en ce qui concerne la soufflerie), ceux réunissant le cylindre à vapeur au condenseur et ceux qui réunissent les soupapes de distribution entre elles. Les tuyaux de conduite d'eau sont également en dehors de la fourniture faisant l'objet du présent traité. Il en sera de même des boîtes et conduites de vent en tôle de la soufflerie, celle ci étant limitée aux seules boîtes à clapets faisant corps avec le couvercle et le fond du cylindre à vent.

ART. 2

Sous condition de l'accomplissement par les acquéreurs des obligations qu'ils assument par le Titre II ci-après, les vendeurs s'engagent :

§ 1er. — A remettre aux acquéreurs..... jours après la signature des présentes, un plan détaillé permettant de commencer toutes les fondations, et, trois semaines plus tard, un plan complet des fondations, des maçonneries et charpentes nécessaires à l'installation et au montage des objets dont contrat.

§ 2. — A expédier de leurs ateliers et à leur compte, pour être tous rendus en gare de..... le..... les objets décrits à l'art. 1er, emballés en tant que de besoin.

§ 3. — A faire opérer le montage des objets de la fourniture par deux de leurs mé-

caniciens à leur solde, aussitôt après leur arrivée à..... et ce dans le délai de.....

§ 4. — A procurer aux acquéreurs deux machinistes pour conduire la machine pendant le temps de garantie. Ces machinistes, rétribués par les acquéreurs, à raison de..... francs par jour et par homme, plus leurs frais de voyage en deuxième classe, devront instruire pratiquement les personnes que les acquéreurs désigneront pour les seconder et ensuite pour leur succéder. Dans le cas où les acquéreurs auront à se plaindre des machinistes, ils devront en prévenir les vendeurs qui les remplaceront par d'autres.

§ 5. — A réparer ou à fournir à neuf, suivant les circonstances, sans autre indemnité de part ni d'autre, toutes les pièces qui, par suite de vices de construction ou de pose ou bien par suite de mauvaise qualité de matières, viendrait à être mises hors de service, et ce, pendant un terme de..... mois, délai de garantie à partir de la mise en marche des machines. Les pièces rebutées de ce chef redeviendraient la propriété des vendeurs.

TITRE II

Des obligations des acquéreurs.

ART. 3

Les acquéreurs s'engagent :

§ 1er. — A payer aux vendeurs, pour la fourniture décrite à l'art. 1er, en billets de la banque de France, ou en valeurs banquables sur Paris, à courts jours et sans escompte, la somme de..... francs pour la soufflerie et de..... francs pour la machine à pomper et la machine alimentaire, soit en tout..... francs.

§ 2. — A opérer le payement de cette somme, comme suit :

1/3 dans les quinze jours de la signature des présentes;

1/3 lors de la mise en gare de..... le.... des machines entières et accessoires;

1/6 lors du montage complet des machines ;

1/6 6 (six) mois après le précédent payement ;

Dans le cas où le montage serait retardé du fait des acquéreurs, le troisième payement aurait lieu trois mois après la remise en gare de..... Dans le cas où la mise en marche serait retardée, le quatrième et dernier payement aurait lieu au plus tard un an après le troisième : mais alors les acquéreurs payeraient les intérêts à 3 0/0 du dernier sixième, à partir de la fin du sixième mois après le troisième payement.

§ 3. — A faire construire à leurs frais, en bons matériaux et d'après les dessins mentionnés à l'art. 2, les bâtiments, les fondations, maçonnerie et charpentes destinés à recevoir les objets dont contrat et à les mettre complétement achevés à la disposition des vendeurs pour le..... Tout retard dans l'achèvement de ces travaux retarderait d'autant la date fixée pour la livraison des machines et par conséquent l'application de la pénalité dont il est question au § 2 de l'art. 2.

§ 4. — A prendre livraison des pièces des machines dont contrat en gare de... et à en opérer le transport jusqu'au lieu du montage.

§ 5. — A mettre à longueur les boulons de fondations et à fournir les fers nécessaires à cet effet.

§ 6. — A fournir à leurs frais les hommes de peine nécessaires pour aider à remuer, nettoyer, mettre en place les pièces en question.

§ 7. — A fournir aux monteurs du vendeur les engins, outils et matières nécessaires au levage et au montage des pièces, ainsi qu'à la mise en marche.

TITRE III

Des conditions générales.

ART. 4

Les frais d'enregistrement auxquels pourrait donner lieu le présent contrat seront supportés par la partie en défaut.

Ainsi fait et signé en double expédition.

Signature

Le..... et à.....

APPENDICE

LÉGENDES DES PLANCHES

Planche LXXV. — Figures 322 à 325.

Fig. 322 et 323. — N° **873**. — Ces figures sont destinées à montrer comment les forces moléculaires, attractives et répulsives, varient avec la distance, lorsqu'un prisme est soumis à un effort de traction.

Fig. 324 et 325. — N° **876**. — Ces figures servent, par l'application des théorèmes de mécanique générale, à trouver l'expression analytique des conditions d'équilibre d'un prisme soumis à un effort de flexion, par lesquelles on arrive à l'équation des moments, à celle de la courbe d'élasticité et à la formule qui donne la valeur du travail moléculaire effectué dans la flexion.

Fig. 326 et 327. — N° **878**. — Ces figures servent à démontrer que la valeur de l'effort tranchant est en chaque point égale à la résistance au glissement des molécules les unes sur les autres, et que leur somme est égale à la valeur de la force appliquée à l'extrémité du prisme et produisant la flexion.

Fig. 328 à 335. — Nos **881** et suivants. — Ces figures servent à l'étude de quelques cas spéciaux de flexion dont l'application aux pièces de machines est immédiate.

La fig. 328 suppose un prisme encastré à l'une de ses extrémités et chargé à l'autre par une force P.

La fig. 329 suppose encore le prisme encastré, mais la force uniformément répartie sur toute la longueur du prisme, comme le donnerait le poids même de la pièce.

La fig. 330 suppose le prisme appuyé simplement à ses deux extrémités, mais non encastré, et la force appliquée au point milieu entre les deux appuis.

La fig. 331 ne diffère de la précédente qu'en ce que la force y est supposée également répartie.

Les fig. 332 et 333 représentent des prismes encastrés à une de leurs extrémités, mais appuyés à l'autre, et servent à trouver, dans le cas d'une charge unique ou uniformément répartie, l'effort exercé par cette dernière extrémité sur son appui : la fig. 334 est l'extension de ce cas à celui d'un prisme reposant sur trois appuis également espacés.

Enfin la figure 335 sert à trouver les conditions d'équilibre relatives à un prisme encastré à ses deux extrémités et chargé en son point milieu.

On trouvera, dans les Nos **881** à **886**, les équations des courbes d'élasticité, les positions des sections de rupture, ainsi que les valeurs des flèches et des charges limites correspondant à ces divers cas.

Planche LXXVI. — Figures 336 à 352.

Fig. 336 à 340. — N° **888**. — Ces figures représentent quelques-uns des artifices employés dans la pratique pour éloigner la matière du centre de gravité de la section d'une pièce, afin d'augmenter la valeur de son moment d'inertie, ou en d'autres termes du rayon de giration : ce sont principalement les fers à T, les rails à champignon ou à patin, ainsi que les rec-

tangles évidés, principalement pour la construction des ponts tubulaires.

FIG. 341 à 352. — N°s 891 et suivants. — Ces figures montrent la forme rationnelle que l'on doit donner à des solides encastrés à une extrémité pour que la fatigue maximum ait la même valeur en chacune des tranches verticales, d'où résulte naturellement une importante économie de matière.

La hauteur ou la largeur de la pièce pouvant indifféremment être prises comme variables, il s'ensuit qu'à chacun des six cas examinés correspondent deux formes, suivant qu'on fait varier l'une ou l'autre de ces dimensions.

Les fig. 341 et 342 représentent les formes prises par un solide d'égale résistance encastré à une extrémité, chargé à l'autre, suivant qu'on fait varier sa largeur ou sa hauteur.

Les fig. 343 et 344 se rapportent au même cas, mais en supposant que la matière n'est pas également répartie sur toute la section de la pièce, et que les bords forment nervure : la première suppose que la pièce n'a pas de *toile* intermédiaire ; la seconde, qu'il y a à la fois toile et nervures.

Les fig. 345 et 346 se rapportent au deuxième cas (charge uniformément répartie) de la même manière que les fig. 341 et 342 au premier.

Les fig. 347 et 348 se rapportent au quatrième cas (prisme posé sur deux appuis) ; les fig. 349 et 350, au cinquième (prisme encastré à une extrémité et soutenu à l'autre, avec une charge uniformément répartie) ; enfin les fig. 351 et 352, au sixième (prisme encastré aux deux bouts et chargé au milieu).

Ces figures supposent qu'on ne tient pas compte de l'effort tranchant, parce qu'il est en général permis de le négliger quand on s'occupe de pièces de machines, sa valeur étant toujours assez petite relativement à la fatigue de flexion.

Planche LXXVII. — Figures 353 à 372.

Fig. 353 et 354. — N° **899.** — Ces figures montrent comment on peut passer du cas d'une force normale à l'axe du prisme encastré à un autre plus général, celui de forces quelconques situées dans le plan vertical passant par cet axe.

On en déduit, comme plus haut, l'équation de la courbe d'élasticité et la valeur de la fatigue.

Fig. 355 à 357. — N° **900.** — Ces figures servent à établir les formules qui donnent la valeur de la résistance d'une colonne chargée verticalement et encastrée à la partie inférieure et elles montrent la forme que cette colonne peut prendre sous la charge suivant la position initiale.

Chacune d'elles correspond à une valeur différente de n ($n = 0$, $n = 1$, $n = 2$) dans la formule

$$y = f\left\{1 - \cos(2n+1)\frac{\pi x}{2L}\right\}$$

qui représente la courbe d'élasticité.

Fig. 358 à 360. — N° **902.** — Ces figures correspondent au cas d'une colonne non plus encastrée à l'une de ses extrémités, mais assujettie simplement à avoir ses deux bouts sur la même verticale.

Elles supposent que l'on fait successivement $n = 1$, $n = 2$, $n = 3$, dans la formule

$$y = f \sin\left(\frac{x}{L} n\pi\right)$$

qui donne dans ce cas la courbe d'élasticité.

Fig. 361, 362 et 363. — N° **903.** — Ces figures représentent diverses formes de sections que l'on peut donner aux colonnes

pour augmenter le moment d'inertie de leur section et par suite leur résistance.

Fig. 364, 365 et 366. — N° **904.** — Observation analogue pour la bielle des machines à vapeur et les grandes charpentes à longs supports.

Fig. 367, 368 et 369. — N° **906.** — Ces figures servent à établir les formules d'équilibre relatives à la torsion.

Fig. 370, 371 et 372. — N° **910.** — Ces figures servent à montrer les circonstances qui se produisent au moment de la *mise en charge* d'une pièce donnée, c'est-à-dire au moment où un prisme, par exemple, vient à recevoir une action brusque analogue à celles que nous avons déjà envisagées à l'état statique.

Planche LXXVIII. — Figures 373 et 374.

Fig. 373. — N° **955.** — Cette figure représente le type adopté par M. Thomasset, constructeur à Paris, pour les *machines d'essais par traction.*

Cette machine se compose de deux groupes d'organes bien distincts, l'un pour donner l'effort nécessaire à l'expérience, l'autre pour mesurer cet effort, qui n'est autre que la résistance du métal à essayer.

Pour donner l'effort, un piston plein, actionné par une vis qui reçoit son mouvement d'une manivelle à volant, s'enfonce progressivement dans un compresseur B à parois très-résistantes, et chasse le liquide contenu à l'intérieur dans le cylindre A de la machine.

Ce cylindre est traversé de part en part par un second piston S, qui subit vers le milieu de sa longueur immergée une diminution brusque de diamètre ; de sorte que la pression du liquide, s'exerçant sur la surface différentielle qui en résulte, donne l'effort de traction à la vis C.

Cette vis passe dans le piston du cylindre A qui lui sert d'écrou, et porte à l'une de ses extrémités une mâchoire D destinée à saisir un bout de la barrette, tandis que l'autre peut être actionnée par un écrou volant E, muni d'une manivelle qui permet de la tendre préalablement jusqu'à 2 ou 3000 kilogrammes, et d'économiser par suite l'action du compresseur.

L'autre mâchoire F, qui embrasse le second bout de la barrette et se trouve tirée vers la droite lorsque la machine est en action, est munie d'une fourchette dans laquelle est enchâssé un couteau prenant son point d'appui sur la branche verticale du levier d'équerre G.

Ce levier oscille lui-même sur couteaux dans le support V, et quand la traction s'exerce sur la mâchoire, la branche horizontale vient appuyer sur le plateau H par l'intermédiaire d'un troisième couteau, en exerçant sur lui une pression énergique.

Pour mesurer cette pression, qui donne la valeur de la résistance du métal, on a disposé une cuvette Z dont le couvercle, qui lui est relié par un caoutchouc, reçoit l'action du levier G. Cette cuvette est remplie d'eau, et communique ainsi la pression au manomètre à air libre K, rempli de mercure, dont l'échelle est graduée en kilogrammes.

La lecture du manomètre donne immédiatement la valeur de l'effort de traction : un autre manomètre R, de même nature et gradué de la même façon, sert tout à la fois d'indication et de contrôle.

Fig. 374. — N° **956**. — Cette figure représente un petit appareil spécial qui se monte sur la machine décrite précédemment, et qui est destiné à mesurer l'*allongement* de la barre essayée.

Il se compose de deux mâchoires à couteau et à pointe, qui embrassent la barre et se placent aux coups de pointeaux extrêmes, que l'on a eu soin de faire avant l'expérience.

L'une de ces mâchoires porte un cadran divisé au $\frac{1}{10}$ ou au $\frac{1}{20}$ de millimètre, dont l'aiguille est montée sur une petite roue hélicoïdale; le mouvement transmis à l'aiguille par cette roue lui

vient d'une tige filetée dont l'une des extrémités engrène avec elle, tandis que l'autre est fixée précisément sur l'autre mâchoire : un petit godet placé sous le pivot de l'aiguille est pressé par un ressort qui maintient la tige engrenée avec la roue, mais permet aussi de la dégager à volonté.

Fig. *a*, *b*, *c*. — Ces figures représentent les diverses formes que l'on peut donner à la barrette d'essai, dont la longueur est généralement de 20 centimètres. — La forme *b* est préférable à la forme *a*, parce que les cônes sont toujours assez difficiles à emboiter, et donnent quelquefois lieu à des secousses pendant l'expérience.

Dans la forme *c*, représentant la barrette tirée d'une tôle, deux des quatre côtés seulement sont dressés, les plats de la tôle restant dans leur état naturel, ce qui permet de mieux se rendre compte de la résistance pour une largeur donnée.

Fig. *d*. — Cette figure représente la plaque d'acier dans laquelle on presse les extrémités de la barrette qui sont supposées façonnées comme l'indique la figure *b*, et qui sont retenues d'un côté par la tête, de l'autre par l'écrou.

Planche LXXIX. — Figures 375 à 387.

Fig. 375, 376 et 377. — Nos **990** et suivants. — Ces figures servent au calcul de l'épaisseur des chaudières qui doivent résister à une pression déterminée.

Fig. 378. — N° **995**. — Cette figure représente les formes de têtes de rivets les plus généralement usitées : l'une des extrémités gardant toujours la même forme, l'autre peut prendre la forme conique, hémisphérique, ou en goutte de suif, sans qu'on puisse attacher d'avantage bien sensible à l'une ou à l'autre, à la condition que la résistance soit suffisante.

FIG. 379. — N° **995**. — Croquis à l'aide duquel on peut se figurer la manière dont on façonne quelquefois les rivets à la machine.

FIG. 380 et 381. — N° **996**. — Ces figures représentent les deux modes principaux d'assemblage à recouvrement, savoir à un ou à deux rangs de rivets.

Les deux manières d'opérer conduisent nécessairement à l'affaiblissement de la tôle ; mais cet affaiblissement est égal dans les deux hypothèses, tandis que la résistance des rivets est double dans le second cas.

FIG. 382. — N° **996**. — Sert au calcul de la résistance des rivets, et montre que l'affaiblissement de la tôle est donné par le rapport $\frac{l-d}{l}$, c'est-à-dire $1-\frac{d}{l}$.

FIG. 383 et 384. — N° **998**. — La première de ces figures représente un autre mode d'assemblage des tôles de chaudières, savoir l'assemblage à couvre-joint : il est destiné à empêcher la déformation représentée dans la seconde, et qui tend à se produire dans les assemblages à recouvrement.

FIG. 385 et 386. — N° **998**. — Ces figures représentent les deux manières dont on peut opérer l'emboîtement des viroles dans une chaudière.

Dans la seconde, composée d'anneaux coniques, les saillies se présentant toujours dans le même sens par rapport à la flamme du foyer, celle-ci ne peut pénétrer dans le joint et aller oxyder les rivets : le même avantage n'existe pas dans la première.

FIG. 387. — N° **998**. — Cette figure sert à montrer les éléments de la formule qui détermine la courbure que l'on doit donner aux feuilles de tôle dans le cas des viroles coniques, pour qu'après le cintrage elles forment un tronc de cône parfait.

Planche LXXX. — Figures 388 à 398.

Fig. 388. — N° 998. — Cette figure représente un exemple de la manière dont se fait la rivure dans le cas où l'on a non plus deux, mais plusieurs épaisseurs de tôle à assembler : elle montre en particulier comment on amincit les tôles intérieures de façon à leur faire tenir moins de place et à diminuer l'épaisseur de l'assemblage.

Fig. 389 et 390. — N° 998. — Ces figures représentent la rivure d'une calotte hémisphérique de grande chaudière et montrent comment les tôles y sont assemblées.

Fig. 391. — N° 998. — Montre comment se forme l'arête d'un fond de chaudière à bords emboutis. L'une des tôles est courbée de façon à former un rebord, sur lequel vient s'appuyer et se river la seconde.

Fig. 392 à 395. — N° 998. — Ces figures représentent diverses dispositions de cornières pour la formation des arêtes dans les chaudières ; elles montrent comment les cornières peuvent être prises à angle vif ou à courbure douce, les lèvres des deux tôles étant d'ailleurs à volonté rapprochées ou éloignées, suivant les cas.

Fig. 396 à 398. — N° 998. — Ces croquis montrent de quelle manière on peut former les coins dans les chaudières.

Le premier correspond à une arête assemblée à recouvrement contre deux autres assemblées à cornières ; le second et le troisième, à trois arêtes munies de cornières, mais avec cette différence que dans le dernier les cornières sont soudées ensemble au sommet.

Planche LXXXI. — Figures 399 à 408.

Fig. 399 et 400. — N° **1001**. — Ces figures représentent le détail d'un cylindre de machine à vapeur sans double enveloppe : elles montrent comment la boîte de la distribution, ainsi que le tiroir, dont on a vu la description dans le second volume, sont placés sur le corps même du cylindre, et font voir la disposition du couvercle et la manière dont le corps du cylindre est rattaché au fond.

Fig. 401 à 405. — N°s **1002** et suivants. — Ces figures montrent les détails d'un cylindre à chemise de vapeur.

La double enveloppe consiste dans une enveloppe en bois avec garniture intérieure formée par une substance isolante quelconque ; elle n'est pas figurée dans les dessins de la planche 81, mais elle coexiste cependant avec la chemise de vapeur, qui seule est représentée.

La fig. 401 montre l'enveloppe extérieure portant les canaux distributeurs et les brides sur lesquelles viennent se boulonner les fonds : le cylindre proprement dit n'est, comme on le voit, qu'une sorte de manchon qui s'emmanche dans l'enveloppe extérieure, et s'assemble avec elle au moyen de deux cordons saillants qui, par leur contact avec deux autres cordons ménagés dans la première, déterminent, conjointement avec les fonds, l'étanchéité de la chemise de vapeur.

La communication entre l'intérieur du cylindre et les canaux distributeurs qui appartiennent à l'enveloppe se fait en entaillant légèrement le cylindre vis-à-vis de ces orifices ; la vapeur part ainsi du générateur, pénètre en O dans l'enveloppe, et se rend de là, par la tubulure O′, dans la boîte du tiroir qui doit la distribuer.

Dans les cylindres soignés, le couvercle est souvent à double paroi, que l'on pourrait mettre en rapport avec l'enveloppe de manière à le remplir de vapeur comme la chemise : il est percé

au centre d'un trou destiné à laisser passer la tige du piston et muni d'une boîte à étoupes.

Dans la fig. 401, le fond est un simple disque de fonte qui fait partie du bâti de la machine et sur lequel on boulonne les brides inférieures du cylindre.

Fig. 406. — N° **1006**. — Cette figure représente un boulon de fondation, dont la partie inférieure est à clavette, afin de pouvoir être introduit dans le massif en maçonnerie par la partie supérieure.

Fig. 407 et 408. — N° **1007**. — Elles montrent l'élargissement que l'on donne souvent à la partie inférieure de la tige du boulon pour compenser l'affaiblissement dû au trou de la clavette, et elles servent à en déterminer les dimensions

Planche LXXXII. — Figures 409 à 421.

Fig. 409. — N° **1009**. — Cette figure représente la tête d'un boulon ordinaire se terminant par une vis à filet triangulaire sur laquelle s'engage un écrou hexagonal. Le pas de vis doit avoir comme hauteur le dixième environ du diamètre du boulon, et les filets. comme profondeur, un peu plus de la moitié du pas.

Fig. 410. — N° **1009**. — La tête du boulon que cette figure représente est à filets carrés : la résistance y est moitié moindre que dans le cas précédent, et la hauteur de l'écrou doit par conséquent être double de celle des écrous triangulaires. Le pas est égal au dixième du diamètre ; l'épaisseur des filets à la moitié du pas, et leur profondeur un peu moindre.

La forme représentée est hexagonale, mais on en fait aussi à tête carrée ou octogonale.

Fig. 411 à 413. — N° **1010**. — Ces figures montrent trois

moyens usités, entre bien d'autres, pour empêcher le desserrage des écrous.

Le premier consiste à munir l'écrou d'un *contre-écrou*, sur lequel le premier s'appuie s'il vient à se desserrer.

Le second consiste à faire traverser le boulon par une goupille fendue qui arrête l'écrou sûrement, et qui, pour cette raison, est parfois employée concurremment avec le contre-écrou.

Enfin, dans le troisième, la sécurité de l'assemblage est obtenue au moyen d'une clavette qui remplit le même rôle que la goupille de l'exemple précédent, mais qui offre sur elle l'avantage de pouvoir être chassée, au cas où l'on serre l'écrou, jusqu'à ce que sa face inférieure appuie bien exactement sur la tête.

Fig. 414 et 415. — N° **1010**. — Les boulons devant être soigneusement soustraits à des pressions latérales, on est obligé quelquefois d'avoir recours à des artifices particuliers pour obtenir ce résultat.

Les fig. 414 et 415 représentent deux procédés souvent usités : le premier consiste à faire sur les deux pièces assemblées des rainures et des saillies correspondantes, de façon à rendre impossible tout mouvement latéral ; le second consiste à interposer entre les deux une rondelle dressée au tour et logée dans une cavité obtenue par l'alésage du trou du boulon.

Ce dernier est plus délicat à mettre à exécution.

Fig. 416 et 417. — N° **1011**. — Ces figures représentent deux instruments dont on se sert, le premier pour serrer les vis, le second pour serrer les écrous. Leur forme même indique suffisamment leur usage.

Fig. 418 et 419. — N° **1012**. — Ces figures représentent des vis à bois, l'une à tête plate, l'autre à tête hémisphérique.

Leur tige se compose de deux parties bien distinctes, l'une pleine et cylindrique, l'autre filetée et conique, se terminant en

pointe afin de faciliter l'introduction, qui a dû être préparée du reste au préalable par une vrille.

Ces vis doivent toujours être placées transversalement aux fibres, et jamais en bois debout.

Fig. 420 et 421. — N° **1012.** — Ces figures représentent des *tire-fonds*, sortes de vis à bois dont la forme d'ensemble se rapproche de celle du boulon, mais dont le filet a même structure que celui de la vis à bois, c'est-à-dire qu'il doit être suffisamment tranchant pour se faire sa place dans le bois, et assez saillant pour offrir une résistance convenable à l'arrachement.

Les tire-fonds servent à réunir les fortes pièces de charpente ou à fixer des pièces de métal sur du bois : leur introduction doit être facilitée par une tarière ou un vilebrequin.

Planche LXXXIII. — Figures 422 à 428.

Fig. 422 à 424. — N° **1014.** — Ces figures représentent, dans l'ensemble et dans le détail, un balancier en fonte à une flasque, en sa forme la plus ordinaire.

On y remarque les nervures destinées à augmenter le moment d'inertie et par suite la résistance, la toile qui sert de liaison entre les nervures, puis les mamelons destinés à faire un siége suffisamment solide aux tourillons ou axes par lesquels le balancier commande divers organes de la machine, tels que pompe d'alimentation, pompe à air, etc.

Fig. 425. — N° **1015.** — Ce croquis sert dans la description de la manière dont on doit faire le calcul du balancier.

Fig. 426. — N° **1016.** — Cette figure représente l'extrémité d'un balancier disposée pour former tourillon, afin de mobiliser l'axe de suspension de la bielle et celui des liens du parallélogramme. Cette extrémité est alésée pour recevoir un fort boulon en fer forgé terminé par une tête sphérique et portant une bague ou

virole mobile munie de deux tourillons, que l'on peut serrer entre la tête du boulon et l'extrémité du balancier au moyen d'une clavette.

Cette disposition permet d'avoir l'axe des tourillons dans un plan rigoureusement perpendiculaire au plan médian du balancier, et de maintenir la tige du piston comme la bielle dans ce plan.

Fig. 427 et 428. — N° **1016**. — Ces figures représentent un balancier à deux flasques: on n'a recours à cette disposition que dans le cas d'un balancier de dimensions suffisamment considérables, dont le montage d'une seule pièce offrirait de trop grandes difficultés.

Planche LXXXIV. — Figures 429 à 432.

Fig. 429 et 430. — N° **1016**. — Ces figures représentent un grand balancier de plus de 10 mètres de longueur, destiné à une machine d'épuisement, et sorti des ateliers de M. de Quillacq, à Anzin.

Le principe qui a servi à la construction de cet énorme assemblage est toujours le même, savoir qu'il a fallu éloigner la matière du centre pour augmenter le moment d'inertie. Mais comme la matière dont on s'est servi est la tôle, son mode d'emploi s'est prêté à des formes de détail complétement différentes des précédentes, et que l'on peut très-bien s'imaginer au moyen de la figure.

On comprendra parfaitement, par un simple examen, la manière dont les bandes de tôle ont été assemblées entre elles et rendues solidaires, et l'on remarquera en particulier l'artifice employé pour caler les tourillons: ce calage ne pouvant se faire directement sur le métal qui constitue le balancier, à cause de sa faible épaisseur, on a disposé des pièces aditionnelles en fonte, rivées à la tôle, et sur lesquelles les axes des tourillons viennent se caler.

Le balancier représenté étant celui d'une machine d'épuisement, on voit à son extrémité un contre-poids dont le but est d'augmenter les masses en mouvement, ainsi qu'on l'a expliqué dans le Cours d'exploitation.

Fig. 431 et 432. — N° **1016**. — Ces figures sont de simples croquis destinés à rappeler la forme et la disposition des anciens balanciers en bois, de grandeur assez considérable, formés de poutres armées et munies de tirants, et présentant presque la forme de solides d'égale résistance.

Leur construction très-bien entendue et leur forme éminemment rationnelle les a fait citer, bien que depuis longtemps ils ne soient plus en usage à cause des progrès croissants de la métallurgie.

Planche LXXXV. — Figures 433 à 441.

Fig. 433 et 434. — N° **1018**. — Ces figures représentent l'élévation et la coupe d'une traverse de piston ordinaire droite, munie des deux guides qui règlent son mouvement dans les glissières.

Cette traverse offre un renflement central, destiné à compenser l'affaiblissement dû au trou dans lequel passe la tige du piston, dont l'extrémité est fixée par un écrou.

Entre le renflement central et les fusées, la traverse présente de chaque côté deux parties sur lesquelles se fait l'assemblage de la bielle et au besoin d'autres organes accessoires, tels que la tige de pompe du condenseur, etc.

Fig. 435 et 436. — N° **1018**. — La traverse représentée par ces deux figures diffère essentiellement de la précédente, en ce que la bielle se meut non plus dans un plan perpendiculaire, mais dans un plan parallèle aux glissières.

La pression des guides s'exerce donc toujours du même côté,

et il en résulte une usure que l'on peut facilement corriger par les clavettes ménagées à cet effet.

FIG. 437 et 438. — N° **1018.** — Ce sont encore des glissières, mais cette fois en fonte : on les fait en cette matière dans un but d'économie, à cause du moindre prix du métal et de la diminution du travail de forge. Elles sont plus lourdes que les précédentes.

FIG. 439 à 441. — N° **1018.** — Ces figures représentent l'une des dispositions générales et de détail des glissières qui servent à guider la marche du piston.

Planche LXXXVI. — Figures 442 à 452.

FIG. 442 à 444. — N°s **1019** et suivants. — Ces figures donnent l'ensemble et les détails d'une bielle en fer.

Cette pièce est formée d'un corps principal galbé dans le sens de sa longueur, et se terminant d'un côté par une tête simple, de l'autre par une fourchette dont les deux branches viennent s'assembler avec les deux tourillons du balancier ou de la traverse du piston.

La section de la tête simple ou des têtes de la fourchette est carrée, et l'extrémité est disposée pour recevoir des coussinets en bronze, recouverts eux-mêmes par une chape en fer retenue à l'aide de clavettes dont la surface extérieure est perpendiculaire à l'axe de la bielle, afin que la pression se fasse bien exactement dans la direction voulue, tandis que les surfaces intérieures font avec les premières un angle d'environ 5 degrés. L'une d'elles est munie d'une vis à écrou destinée à empêcher son desserrement ; la seconde est fixée sur des talons qui l'empêchent de glisser.

FIG. 445. — N° **1020.** — Autre disposition d'une tête de bielle, dans laquelle les coussinets sont ajustés dans un enfourche-

ment dont les branches font partie du corps même de la bielle.

Fig. 446. — N° **1020**. — Tête de bielle de *Sharp*, différant essentiellement des précédentes, en ce que par l'usure et le serrage successif des clavettes, l'axe du tourillon tend à s'éloigner du corps de la bielle, tandis que dans les deux exemples précédents il tendait à s'en éloigner.

Fig. 447. — N° **1020**. — Tête de bielle de *Bury*, dans laquelle on peut à volonté rapprocher ou éloigner du corps de la bielle le centre du tourillon, au moyen de deux clavettes dont l'une agit directement sur le coussinet inférieur et l'autre, par l'intermédiaire du chapeau, sur le coussinet supérieur.

Fig. 448 à 450. — N°s **1021** et suivants. — Ces figures représentent l'ensemble et les détails d'une bielle en fonte, à section cruciforme, galbée comme la précédente ; la tête inférieure est entièrement fermée pour recevoir les deux coussinets de bronze, qui doivent y être ajustés avec soin, et dont l'un est fondu avec une petite saillie destinée à l'empêcher de glisser dans le sens de l'axe, tandis que l'autre est dressé extérieurement pour recevoir une cale en fer ou en acier dans laquelle est installée l'encoche de la clavette de serrage.

La disposition des têtes de la fourche est analogue à celle des têtes de la bielle en fer.

Fig. 451. — N° **1021**. — Cette figure montre de quelle manière *Watt* déterminait la section de la bielle. Dans un carré ABCD, il prenait au milieu de chaque côté une largeur *ab* égale au dixième de ce côté, et il réunissait les points ainsi obtenus par des arcs de cercle.

Fig. 452. — N° **1021**. — Au lieu de prendre pour la bielle en fonte la section précédente, on pourrait encore éloigner la nervure de l'axe et la placer sur les bords. C'est la forme la plus rationnelle, parce que c'est celle qui augmente le plus le moment d'inertie.

Planche LXXXVII. — Figures 453 à 458.

Fig. 453. — N° **1023**. — Exemple de tête de bielle en bois. Cette matière peut être employée exceptionnellement pour certaines machines où la bielle doit avoir une très-grande longueur, ou bien encore lorsque l'on peut avoir à craindre des chocs ou des vibrations considérables : cet usage tend du reste à se perdre.

La tête a la forme d'une fourche dont les branches sont très-prolongées, afin d'embrasser le bois sur une grande longueur, ce qui est nécessaire au point de vue de la résistance.

Fig. 454. — N° **1024**. — Ce croquis est un dessin géométrique servant au calcul du surcroît d'effort que l'inertie impose à la bielle dans son mouvement, effort qui peut aller jusqu'à 18 fois son poids pour une machine faisant 180 tours par minute.

Fig. 455. — N° **1025**. — Cette figure représente une manivelle en fer. On y distingue le *moyeu*, par lequel elle est montée sur l'arbre, l'*œil*, dans lequel passe le bouton, et le corps reliant les deux, qui a à peu près la forme d'un solide d'égale résistance.

La forme de cette pièce est très-simple et elle n'offre que les congés indispensables.

Fig. 456. — N° **1025**. — Cette figure représente une manivelle en fonte. Elle est un peu moins simple que la précédente en ce sens qu'elle a des moulures décoratives. Vu la moindre résis-

tance du métal, on force un peu l'épaisseur du moyeu autour de la portée, ainsi que la largeur du corps même de la manivelle et l'épaisseur du bouton.

Fig. 457. — N° **1026**. — Cette figure représente un arbre coudé, avec les portées sur lesquelles viennent s'assembler les tiges des divers organes de la machine.

Fig. 458. — N° **1026**. — Cette figure représente un *excentrique*. Cette pièce se compose de deux demi-cercles échancrés pour laisser passer l'arbre et entourés d'un collier de bronze. On peut l'assimiler à une manivelle dans laquelle on augmente le rayon du bouton, de façon qu'il finisse par entourer l'arbre. Mais en employant cette disposition, on a l'avantage de pouvoir fixer une tige remplissant l'office de bielle en un point quelconque de la longueur de l'arbre, tandis qu'une manivelle ne peut être placée qu'à l'extrémité.

Planche LXXXVIII. — Figures 459 à 465.

Fig. 459 et 460. — N° **1032**. — Ces figures représentent des arbres de roues hydrauliques en fonte.

Le premier a un moyeu central cylindrique muni de quatre nervures disposées en croix et à profil parabolique : entre la naissance des nervures et le tourillon est disposée la portée qui reçoit le tourteau sur lequel s'assemblent les tirants destinés à supporter l'aubage.

Le second diffère essentiellement du précédent en ce que les nervures sont prolongées jusqu'à la portée du tourteau, mais avec des saillies diminuées brusquement au ras de la partie intérieure, de façon à les faire appuyer contre le talon ainsi formé, et à ne leur laisser au droit du tourteau qu'un diamètre exactement égal à celui de l'alésage.

Fig. 461 et 462. — N° **1032**. — Ces deux figures représentent des

arbres en fonte creux, employés souvent pour les grands diamètres : il est nécessaire, dans ce cas, d'augmenter le moment d'inertie, et les nervures ne sont d'ailleurs pas admissibles, parce que, à cause de la longueur, l'installation de tourteaux intermédiaires devient indispensable.

Ces sortes d'arbres ne pouvant se fondre avec leurs tourillons à cause des difficultés de la fabrication, ces tourillons sont rapportés : ils sont en fonte dans le premier exemple, en fer dans le second.

Fig. 463 à 465. — N° 1088. — Ces figures représentent un arbre en tôle, établi à Genève par M. Arthur Achard pour la Société des eaux du Rhône.

Cet arbre se compose d'un cylindre ou tambour d'une longueur de plus de 5 mètres et de $1^m,10$ de diamètre, divisé selon sa longueur en trois segments réunis par des couvre-joints.

Chaque extrémité du tambour est bordée extérieurement d'une cornière dont l'aile saillante est dressée de manière que sa face plane soit située autant que possible dans un plan perpendiculaire à l'axe et puisse s'adapter à un tourteau en fonte dont la partie annulaire plane vient s'appuyer contre elle, tandis que la partie cylindrique entre à frottement juste sur une longueur de 40 centimètres dans l'intérieur du tambour : le tout est assujetti au moyen de boulons.

Les rosettes en fonte sont elles-mêmes traversées par les tourillons, qui sont prolongés jusqu'au milieu du tambour et réunis entre eux au moyen d'un gros écrou de fonte taraudé à filets contrariés, et destiné tant à opérer un serrage énergique qu'à forcer les deux tourillons à bien se mettre dans le prolongement l'un de l'autre.

Ces tourillons sont en fer fin.

Quant aux croisillons, au nombre de trois, ils sont fixés : les croisillons extrêmes, sur les parties annulaires des rosettes en fonte, les croisillons intermédiaires, entre les cornières qui se trouvent à l'extérieur du tambour, au droit des couvre-joints :

ces derniers pourraient être supprimés en reliant entre eux, au moyen de tirants, les croisillons extrêmes et l'aubage.

Planche LXXXIX. — Figures 466 à 474.

FIG. 466 et 467. — N° **1034**. — Ces figures représentent des arbres en bois.

Le premier est muni d'un manchon de fonte avec son tourillon, entourant l'extrémité de l'arbre à huit pans : ces pans sont garnis de plaques de fer sur lesquelles s'appuient des vis de pression, munies d'écrous et contre-écrous, qui servent à serrer et à centrer la boîte du tourillon : le serrage peut être complété par des cercles en bois dur.

Le second est muni d'un tourillon à ailettes ; ces ailettes, au nombre de quatre, un peu en *dépouille*, ont leur corps prolongé par une queue cylindrique qui s'engage à force dans un trou de même forme, mais un peu plus profond, pratiqué dans l'intérieur de l'arbre et aussi bien centré que possible, de manière à assurer le mieux possible la direction du tourillon ; le diamètre des ailes étant plus petit que celui de la fusée conique et frettée de l'arbre, les frettes, placées à chaud, serrent sur le bois d'une façon régulière sans rencontrer les ailes de fonte.

FIG. 468 à 470. — N° **1035**. — Ces figures représentent les divers détails de la construction d'une roue à aubes planes.

On y remarquera particulièrement l'assemblage des trous dans les boîtes trapézoïdales ménagées de fonte dans le tourteau, où elles sont fixées par le moyen de boulons; leur assemblage avec la couronne, qui est fait à tenon et mortaise, et assuré au moyen d'un étrier serré par l'intermédiaire d'une clavette et de deux contre-clavettes ; la liaison des diverses parties de la couronne ; la fixation des aubes au moyen des coyaux placés dans le prolongement du rayon ; enfin la fixation des aubes et des contre-aubes sur les coyaux.

Tous ces détails peuvent être donnés comme exemple de construction raisonnée et parfaitement entendue, à cause de la simplicité des moyens employés et de la perfection avec laquelle le but proposé a été atteint.

FIG. 471 à 474. — N° **1037**. — Ces figures représentent la roue dite *de Sèvres*.

Elle se distingue essentiellement des types ordinaires en ce que la couronne intérieure de la roue porte elle-même la denture qui actionne le pignon de l'arbre de transmission. Il résulte de cette disposition que l'arbre fatigue très-peu par torsion.

Cette roue, étant faite pour une chute d'assez grande hauteur mais de faible volume, est grande et étroite. Les tourteaux ont une forme telle qu'ils puissent recevoir les tirants qui viennent se boulonner sur eux : la couronne est composée d'un certain nombre de segments sur la face intérieure desquels ont été ménagés un petit rebord saillant pour recevoir la fonçure, puis des nervures de même saillie ayant exactement la forme des augets qui s'y trouvent boulonnés. Mais ce qu'il importe surtout de remarquer, c'est la double série de tirants en fer, qui, partant du milieu de la fonçure, aboutissent aux tourteaux des deux embrassures, roidissant le système et lui donnant l'invariabilité de forme propre aux assemblages triangulaires.

Cette roue diffère de la roue de Wesserling, dont le dessin est représenté pl. 62, en ce que les bras en fer de cette dernière sont remplacés ici par des tirants qui donnent plus de légèreté à la roue, tout en suffisant parfaitement à cause de la petitesse des efforts de torsion.

Planche LXXXX. — Figure 475.

FIG. 475. — N° **1037**. — Cette figure représente la roue hydraulique dite de Guérigny.

Elle a cela de particulier qu'elle est tout entière composée de tôle et de fer plat.

Les bras ont une forme plate rationnelle qui augmente le moment d'inertie, et par conséquent la résistance dans le sens de l'effort, et ils sont reliés vers le milieu de leur longueur par deux sortes de chaînages.

Le premier, composé de barres de fer plat, terminées à chaque bout par un œil, forme un polygone concentrique à la roue et fortifiant les bras dans le sens de l'effort tangentiel.

Le second est composé de boulons parallèles à l'arbre et passant dans les boucles des barres ci-dessus; ils sont destinés à empêcher le voilement ou flambage des bras dans le sens longitudinal.

La couronne se compose de deux séries de segments réunis entre eux, soit en *hâtant* de son épaisseur l'un des segments à réunir (fig. *a*), soit en joignant ou accolant les deux segments bout à bout et les assemblant par une plate-bande ayant dans le sens du rayon toute la largeur des jantes et rivée avec l'une et avec l'autre.

Les aubes se font également en tôle et sont assemblées sur les couronnes au moyen de goussets en fonte : on aurait mieux fait d'employer des cornières en fer cintrées *à la demande* des aubes courbes et rivées à la fois sur les couronnes et sur les aubes.

Planche LXXXXI. — Figures 476 à 483.

Fig. 476, 477, 480 et 481. — N^os^ **1039** et suivants. — Ces figures représentent divers exemples de volants.

Le premier est un volant en quatre parties, comprenant chacune une portion de jante, deux bras et une portion de moyeux les quatre parties rapprochées sont fixées sur un tourteau en fonte qui se monte sur l'arbre de la machine. Mais pour que les boulons ne supportent pas, autant que possible, d'effort transversal, ce plateau est muni de quatre portées saillantes qui

viennent buter contre des saillies ménagées sur le moyeu lui-même.

Le second offre l'exemple d'un engrenage monté sur l'arbre du volant à côté de lui.

Les deux autres contiennent les détails d'assemblage des bras avec la jante, qui se font soit avec des entailles à mi-épaisseur solidement réunies par des boulons et fixées par des goujons intérieurs, soit par des assemblages à queue d'aronde.

Dans tous, la jante présente, indépendamment de sa section rectangulaire, quelques moulures de peu de saillie sur les deux faces latérales, et, sur la face intérieure, un demi-tore destiné à faciliter le raccord des bras.

Les bras sont à section elliptique, ou à peu près elliptique, avec le grand axe dans le plan du volant ; ou bien encore à section évidée, avec nervures éloignées de l'axe neutre, et affectant une disposition cruciforme.

Le moyeu est un noyau cylindrique avec de très-forts congés, et un demi-tore pour le raccord des bras : il est souvent fretté à chaud pour surcroît de résistance.

Fig. 478 et 479. — N° 1040. — Ces deux croquis servent dans le calcul des dimensions du volant.

Fig. 482. — N° 1045. — Cette figure représente la manière dont on peut caler une roue hydraulique sur un arbre polygonal.

Dans cet exemple, la fixation s'opère au moyen de vis de pression traversant des oreilles ménagées sur la moitié seulement des pans du moyeu, dont le diamètre est sensiblement plus considérable que celui de l'arbre ; lorsque ces vis auront réglé la position exacte, on procédera au calage définitif en serrant à force entre l'arbre et le moyeu des cales de bois sec et dur, que l'on maintient au moyen de petits tasseaux t, provisoirement cloués sur l'arbre.

On enlève alors les vis du calage provisoire et on les remplace

par quatre paires de cales pareilles aux précédentes ; puis on retire les tasseaux et on complète la garniture par seize paires de cales alternatives qui remplissent tous les vides.

Fig. 483. — N° **1045**. — Cette figure représente le calage d'un moyeu sur un arbre en fer creux de grand diamètre.

Cet arbre, cylindrique dans la presque totalité de sa longueur, affecte la forme octogonale dans la partie correspondant au croisillon en deux pièces qu'il doit porter.

Les milieux des pans correspondants de l'arbre et du croisillon (également octogonal) reçoivent des cales, qui, légèrement entaillées dans le moyeu, s'ajustent sur les saillies dressées des pans de l'arbre.

Enfin, les deux moitiés du croisillon sont réunies par des boulons et fortement serrées par des frettes en fer entourant des portées saillantes de forme ovale, que l'on voit sur la figure ; disposition qui permet, au besoin, un démontage presque aussi facile que s'il n'y avait pas de frettes, car on peut couper ces dernières pour opérer le démontage et remettre ensuite le croisillon en place avec d'autres.

Planche LXXXII. — Figures 484 à 491.

Fig. 484. — N° **1049**. — Cette figure représente un exemple fort simple de l'assemblage à manchon.

Ce système consiste à entourer et recouvrir les deux extrémités à assembler par un manchon, généralement en fonte, parfaitement alésé au diamètre commun des deux arbres, et serré au moyen d'une clavette.

Les deux arbres sont ici assemblés à mi-fer : on pourrait les assembler à queue d'aronde ou simplement les juxtaposer.

Fig. 485. — N° **1050**. — Cette figure représente l'accouplement en usage pour les trains de laminoirs.

Sa propriété caractéristique est d'offrir une disposition telle

que si, par suite d'un choc subit, l'arbre vient à se rompre, la réparation soit de la plus grande facilité.

Pour cela, les deux arbres sont séparés par un *bout* d'un diamètre un peu moindre que le leur, et dont les deux extrémités leur sont reliées par des manchons.

En cas de rupture, c'est toujours le bout ou le manchon qui cède, et ces pièces peuvent être facilement remplacées : il n'en serait pas de même pour l'arbre.

Fig. 486. — N° **1051**. — Représente l'assemblage à *plateau*. Ici le manchon est double et composé de deux parties symétriques, dont chacune s'assemble à clavette avec l'une des extrémités et se boulonne sur l'autre plateau.

Fig. 487. — N° **1051**. — Disposition un peu différente de la précédente, en ce sens que les boulons n'y sont plus soumis à l'effort de cisaillement qu'ils avaient à subir. Leur position perpendiculaire à l'axe les soustrait complétement à ce genre d'effort.

Fig. 488. — N° **1052**. — Cette figure représente le joint à griffes de Sharp. Il a beaucoup d'analogie avec le joint à plateau, mais avec cette différence que ce plateau est muni de griffes ou saillies plus ou moins prononcées, correspondant sur l'autre à des creux qui s'y emboîtent.

Cette disposition permet aux arbres de prendre dans le sens de leur longueur un mouvement relatif d'autant plus grand que les saillies sont plus prononcées.

Fig. 489. — N° **1053**. — Cette figure représente le joint universel hollandais ou joint à la Cardan.

Il sert à relier deux arbres qui ne sont pas dans le prolongement exact l'un de l'autre, et, à ce titre, il peut quelquefois offrir une solution extrêmement commode; mais il a l'inconvénient de transformer le mouvement uniforme de l'un des arbres en

mouvement périodique, avec un écart dans la variation de vitesse croissant avec l'angle des deux arbres

Il se compose d'un croisillon dont les quatre extrémités, terminées par des tourillons, se fixent deux à deux dans les fourches des deux arbres, sur lesquels elles sont fixées au moyen de paliers. Ces fourches font elles-mêmes partie deux à deux d'une sorte de manchon de fonte rapporté et fixé sur l'arbre au moyen de clavettes.

Fig. 490. — N° **1054**. — Ce croquis géométrique sert à démontrer la variation de vitesse introduite dans la rotation de l'arbre commandé par le joint hollandais.

Fig. 491. — N° **1055**. — Cette figure représente un embrayage à dents.

Il se compose de deux manchons munis de dents et de cavités correspondantes qui, pénétrant les unes dans les autres, assurent la solidarité du mouvement. Ces dents ont un profil hélicoïdal, afin de faciliter l'embrayage pendant la marche et de le rendre plus doux.

Un levier représenté dans la figure et actionné d'une manière quelconque sert à opérer le mouvement.

Planche LXXXIII. — Figures 492 à 499.

Fig. 492. — N° **1056**. — La figure 492 représente un embrayage Pouyer-Quertier : cet appareil est destiné à permettre à un seul arbre de couche de recevoir l'action de deux moteurs distincts.

Il se compose d'une roue d'encliquetage B montée sur l'arbre A et tournant solidairement avec lui, tandis que le manchon M, qui reçoit son mouvement d'une roue d'engrenage figurée en pointillé, peut tourner sur cet arbre et se trouve munie, à cet effet, d'une garniture en bronze destinée à adoucir les frottements.

Ce manchon porte deux cliquets *a*, *a*, qui, lorsque l'arbre A

est en retard, viennent se loger dans les dents de la roue B et lui transmettent ainsi le mouvement du manchon M.

Pour opérer automatiquement l'encliquetage ou le décliquetage en cas de variation relative de vitesse entre les deux moteurs, on a soin d'entourer le moyeu d'un collier muni de deux appendices, dans l'œilleton desquels peut glisser le bouton d'un petit levier qui actionne les cliquets.

Le frottement sur l'arbre tendant toujours à entraîner ce collier, il est facile de voir que les cliquets seront, par l'intermédiaire du bouton et du levier, levés ou baissés dès que l'arbre aura une vitesse supérieure ou inférieure à celle du manchon.

Fig. 493. — N° **1056**. — Cette figure représente un embrayage d'hélice destiné à un arbre de dimension considérable.

La disposition qu'il affecte a pour but de faciliter sa manœuvre rendue difficile par la masse à mettre en mouvement.

A cet effet, le manchon mobile est muni de deux forts goujons qui doivent opérer l'embrayage en se logeant dans des trous correspondants percés dans le manchon fixe : ces trous sont au nombre de six et ne servent que deux à deux ; de sorte qu'il suffit de faire tourner l'arbre porte-hélice au plus d'un douzième de tour pour faire correspondre convenablement la position angulaire des arbres. Cette opération est encore facilitée par un engrenage qu'une vis sans fin, manœuvrée depuis le pont du navire, peut faire mouvoir aisément.

Fig. 494. — N° **1057**. — Ce croquis sert à trouver la pression qu'il faut exercer dans le sens de l'arbre pour établir la solidarité dans l'engrenage par friction.

Fig. 495 et 496. — N° **1058**. — Ces deux figures représentent des embrayages par friction. La première est un simple manchon à cônes, dont les deux parties s'emboîtent exactement l'une dans l'autre au moyen d'un levier.

La seconde est la disposition adoptée dans un embrayage installé au conservatoire des Arts-et-Métiers, et destiné à supprimer

l'action de la poussée nécessaire dans l'appareil précédent pour opérer le serrage, et qui peut finir par nuire beaucoup aux coussinets sur lesquels elle est reportée.

Pour obtenir ce résultat, l'un des deux manchons, de forme cylindrique, est muni d'une langue conique; l'autre manchon est conique lui-même, et le sens des cônes est inverse de celui de l'appareil précédent.

Si l'on fait tourner le volant de façon à augmenter le serrage, l'arbre de gauche tend bien à être entraîné vers la droite; mais ce mouvement est empêché par le contact des deux extrémités de l'arbre, et la pression ne peut se reporter sur les coussinets.

Fig. 497. — N° **1061.** — Ce croquis sert au calcul de la dimension des dents d'engrenage.

Fig. 498. — N° **1061.** — Cette figure représente le profil théorique de deux roues d'engrenage en contact, avec les circonférences primitives, et les flancs formés d'abord par le prolongement du rayon, puis par des arcs d'épicycloïde.

Fig. 499. — N° **1065.** — Cette figure représente une roue d'engrenage en fonte, telle qu'elles sont construites habituellement pour les dimensions moyennes.

Elle est d'une seule pièce, fixée sur l'arbre par une clavette; les bras sont à section cruciforme, et la jante a les saillies indispensables pour adoucir les angles et faire le raccord des bras.

Planche LXXXXIV. — Figures 500 à 505.

Fig. 500. — N° **1064.** — Cette figure représente les différentes sections que l'on peut donner aux bras des roues d'engrenage pour augmenter le moment d'inertie, et par conséquent la résistance dans le sens du mouvement.

Fig. 501.—N° **1065.** — Cette figure représente un engrenage à dents de bois contre dents de fonte.

On y voit en particulier la manière dont les dents sont fixées à la jante, percée de trous destinés à les laisser passer, et dans lesquels elles sont serrées, coincées et fixées par des chevilles.

Fig. 502. — N° **1065.** — Cette figure représente deux autres manières de fixer les dents de bois.

Cette fixation offre un assez grand intérêt, parce que si l'opération est mal faite, les dents peuvent se desserrer, des éclats peuvent se détacher, et si une avarie quelconque survient à l'une des dents, la sécurité de l'engrenage complet peut être facilement compromise.

Fig. 503.—N° **1066.** — Cette figure représente un engrenage à chaîne sans fin ; cette transmission n'est guère employée que pour des efforts peu considérables et des mouvements non susceptibles de secousses.

Les chaînes s'allongeant par suite de l'usure des assemblages, il en résulte à la longue des chocs qui nuisent à la sécurité.

Fig. 504. — N° **1067.** — Engrenage conique destiné à relier deux arbres perpendiculaires.

Cet appareil exige une grande exactitude dans la pose pour que les dents ne se coincent pas, et une très-grande rigidité dans la fixation des axes pour qu'ils ne s'écartent pas l'un de l'autre, ce qui désorganiserait le mouvement.

Fig. 505. — N° **1067.** — Vis sans fin destinée à établir une transmission de mouvement entre deux arbres perpendiculaires dont le rapport des vitesses doit être considérable.

Mais cette solution ne peut servir que dans le cas de faibles efforts, à cause de l'obliquité sous laquelle agissent les parties en contact, et la commande doit toujours venir de la vis et non du pignon dont les dents buteraient inutilement, sans les faire tourner, contre les filets de la première.

Planche LXXXXV. — Figures 506 à 514.

F[i]g. 506. — N° **1068**. — Cette figure représente un engrenage conique *par friction* ; la roue menante y transmet son mouvement à la roue menée par la simple force du frottement, ce qui permet aux organes de commande de glisser l'un sur l'autre tant que l'équilibre de vitesse n'est pas établi ; cette propriété peut, dans certains cas, offrir de grands avantages.

L'un des cônes, en fonte tournée, s'appuie par le moyen d'un fort ressort, contre le second, muni de rondelles de cuir superposées et pressées sur champ, puis tournées ; le frottement est ainsi plus énergique et l'usure moindre qu'avec le contact de deux surfaces métalliques.

Si l'on appelle Q la pression d'embrayage, et α l'angle du cône moteur, f la valeur du coefficient de frottement de fonte sur cuir, égale en moyenne à 0,28, la valeur de l'effort circonférentiel maximum qui peut être transmis sera :

$$Q' = \frac{1}{2}\frac{Qf}{\sin\alpha}.$$

Fig. 507. — N° **1069**. — Engrenage à friction par coins de M. Minotto, se composant de deux tambours cylindriques dont les jantes sont armées de nervures et de gorges angulaires qui s'emboîtent exactement.

Cet assemblage offre les mêmes avantages que les autres engrenages par friction, et il suppose, comme le précédent, des coussinets mobiles et actionnés par un ressort ou un levier pour établir la pression.

Fig. 508. — N° **1072**. — Cette figure représente les deux dispositions les plus simples de poulies, lorsque la courroie est destinée à transmettre le mouvement entre deux arbres parallèles.

La première est *ouverte*, et sert à faire tourner les deux ar-

bres dans le même sens; la seconde est *croisée*, pour les faire tourner en sens contraire.

FIG. 509. — N° 1072. — Cette figure montre un cas particulier de disposition de courroies dans le cas où les deux arbres connexés ne sont pas parallèles.

La ligne d'intersection des plans moyens des deux poulies doit être tangente à leurs circonférences, au point précis de déroulement de la poulie menante et d'enroulement de la poulie menée.

FIG. 510 et 511. — N° 1072. — Ces figures montrent deux des dispositions adoptées lorsque l'on a besoin de recourir à des poulies-guides, dans le cas d'arbres parallèles ou obliques.

Il existe une foule de variétés de dispositions de ce genre qu'il serait trop long et d'ailleurs inutile de décrire, et que les exemples donnés permettront toujours facilement de comprendre.

FIG. 512.—N° 1073.—Cette figure représente la coupe d'une *courroie à talon* sur sa poulie ; elle porte, comme on peut le voir, sur ses bords deux bandes destinées à la renforcer, afin d'augmenter sa résistance, nécessairement limitée par l'épaisseur du cuir.

FIG. 513.—N° 1074.—Cette figure représente une poulie ordinaire de diamètre suffisamment grand.

On y distingue, comme dans une roue d'engrenage, le moyeu, les bras et la jante, et elle n'en diffère qu'en ce que cette dernière est parfaitement unie sur sa circonférence, quoique légèrement bombée, ce qui produit un certain allongement des fibres médianes du cuir, et tend sans cesse à rapprocher la courroie de son milieu.

FIG. 514. — N° 1075. — Cette figure représente l'ensemble de deux poulies juxtaposées, l'une fixe et l'autre folle sur l'arbre, servant à opérer à volonté l'embrayage ou le débrayage, suivant

qu'on fait passer la courroie, à l'aide d'une fourche convenablement disposée, sur l'une ou sur l'autre.

Les poulies de cette nature sont généralement munies de rebords extérieurs pour éviter de faire tomber la courroie, dans le cas où le mouvement de la fourche serait trop brusque; et, pour laisser à cette courroie toute facilité de mouvement, on supprime le bombement de la poulie-tambour correspondante.

Enfin, les bras sont remplacés par une toile pleine extérieure, tant à cause de la facilité du tournage et de l'entretien, qu'à cause du moindre danger pui en résulte pour l'ouvrier chargé de la manœuvre.

Planche LXXXXVI. — Figures 515 à 526.

FIG. 515. — N° 1076. — Cette figure représente la *poulie extensible Chapelle*, susceptible d'avoir son diamètre augmenté ou diminué, même pendant le mouvement de l'arbre sur lequel elle est montée.

La jante se compose de six segments actionnés chacun par une roue d'engrenage à angle, qui reçoit son mouvement d'un moyeu central à six pans, sur lequel on agit avec une clef qui n'est pas figurée sur le dessin.

Ces roues, percées au centre d'un trou taraudé, servent d'écrou à des tiges filetées sur lesquelles sont montés les segments, que, dans leur mouvement, elles écartent ou rapprochent du centre en faisant varier de cette façon le rayon de la poulie.

Ce système offre l'inconvénient d'occasionner à la jante des solutions de continuité d'autant plus grandes que le mouvement des roues d'angle a été plus considérable, ou, en d'autres termes, que le diamètre de la poulie a été plus augmenté, et en outre de conserver dans tous les cas à ces segments un rayon de courbure invariable, ce qui empêche la courroie de s'appuyer sur la jante d'une façon continue.

Fig. 516. — N° **1077**. — Exemple de poulie conique, c'est-à-dire à diamètre variable, composée d'une série de cylindres dont les rayons vont en diminuant tandis qu'ils augmentent sur la poulie opposée, et permettent de modifier les rapports de vitesse des deux arbres sans rien changer à la longueur de la courroie.

Fig. 517. — N° **1079**. — Cette figure sert à calculer dans une transmission la valeur de la tension capable de faire tourner la poulie menée en vertu du frottement du câble sur la gorge et malgré la résistance des opérateurs; cette valeur sert en même temps à déterminer la section du câble.

Fig. 518. — N° **1086**. — Cette figure représente la section d'un câble de grosseur ordinaire d'une transmission télodynamique, et montre sa constitution intérieure. On y voit qu'il est composé de six torons comprenant chacun six fils enroulés autour d'une âme en chanvre, ces torons étant d'ailleurs eux-mêmes disposés autour d'une âme en chanvre de diamètre assez considérable. Le sens de leur enroulement est contraire à celui de l'enroulement des fils.

Fig. 519. — N° **1087**. — Cette figure montre la disposition de la gorge de la poulie, qui est en forme de V à pointe arrondie, et au fond de laquelle est une rainure en queue d'aronde dans laquelle on mate du bois, du cuir, de la gutta-percha, etc., de manière à former une surface dont le frottement avec le fil soit assez considérable pour donner une grande adhérence.

Fig. 520. — N° **1088**. — Cette figure montre la disposition complète d'un *pylone* de transmission télodynamique. Ces pylones sont en maçonnerie de construction soignée, et doivent offrir à la poulie une base de soutien parfaitement invariable.

Fig. 521. — N° **1090**. — Ce croquis est destiné à faire voir comment l'on peut, à chaque relais, changer la direction du câble,

au moyen de roues d'angle placées aux extrémités des tourillons d'une poulie réceptrice quelconque et communiquant directement le mouvement à la poulie motrice de la section suivante.

Fig. 522. — N° 1091. — Ce croquis représente la disposition adoptée quand on veut, pour se donner toute sécurité, opérer une transmission au moyen de deux câbles individuellement assez forts pour pouvoir transmettre la totalité du travail, afin que, en cas de rupture de l'un, l'autre puisse continuer à fonctionner sans difficulté.

Pour éviter les inconvénients très-graves du glissement du câble sur la gorge, qui découleraient forcément d'une inégalité quelconque dans le rapport des rayons des poulies correspondantes, on dispose entre les deux poulies de chaque station un croisillon portant à l'extrémité de sa branche horizontale des roues dentées qui sont folles sur l'arbre, et reçoivent uniquement des roues CC' le mouvement qu'elles transmettent aux poulies également folles A et A'.

Il suit de là que la rotation de C et C' sur leurs axes permet à ces poulies de prendre l'une par rapport à l'autre un mouvement relatif qui pare à la difficulté signalée.

Fig. 523. — N° 1090. — Ce croquis représente la disposition adoptée quand on remplace les poulies de support par des poulies à double gorge formant une série de transmissions successives, chacune d'elles jouant le rôle de poulie motrice pour la suivante et de poulie menée pour la précédente.

Elle offre l'avantage de faciliter considérablement le remplacement du câble en cas de rupture par suite de la moindre longueur de câble à installer et d'une plus grande facilité de remplacement en cas de rupture.

Fig. 524, 525 et 526. — N° 1089. — Ces figures représentent les diverses dispositions que l'on peut adopter lorsqu'on a entre les piliers extrêmes une ou plusieurs stations intermédiaires.

Planche LXXXXVII. — Figures 527 à 534.

FIG. *a*. — N° **1085**. — Ce dessin géométrique sert à calculer l'inclinaison que l'on doit donner à l'axe des tourillons d'une poulie, dans une transmission télodynamique, lorsqu'il se fait, à la station dont cette poulie fait partie, un changement dans la direction du câble.

FIG. 527 à 529. — Nos **1085** et **1110**. — Ces figures représentent l'ensemble et les détails d'un pilier à poulies inclinées dans le but d'opérer un changement dans la direction du câble.

On remarquera en particulier la disposition des paliers qui supportent les tourillons; tandis que celui de droite ne diffère en rien des paliers ordinaires, celui de gauche, ayant à supporter une partie du poids de la poulie à cause de l'inclinaison, est muni d'un pas fixe *b* sur lequel porte et frotte le pivot *a* rapporté dans le tourillon.

Ce pas est lié à la boîte cylindrique dans laquelle il est ajusté par une petite nervure, et il est poussé ou buté contre le pivot à l'aide d'une clavette.

Un godet graisseur ordinaire est disposé comme d'habitude au-dessus du chapeau.

FIG. 530. — N° **1095**. — Cette figure représente un modèle du type général des *paliers*.

On y distingue : 1° Le *corps*, qui se compose du montant, dont font partie les demi-colonnes des boulons du chapeau, et de la semelle reliée par un congé avec ces demi-colonnes et munie à ses deux extrémités de tubulures percées de trous destinés à laisser passer les boulons de fixation.

2° Le *chapeau*, destiné à recouvrir les coussinets, qui se compose du corps et de deux oreilles dans lesquelles passent les tiges des boulons.

Ces deux dernières pièces sont généralement en fonte.

3° Les *coussinets*, le plus souvent en bronze, munis de rainures pour le graissage, et pourvus de joues latérales qui les empêchent de glisser parallèlement à l'axe, tandis que leur contour extérieur polygonal et courbe les empêche de tourner.

Fig. 531. — N° **1097**. — Cette figure représente deux coussinets à contour extérieur circulaire, d'un ajustage plus facile que les précédents, et munis, pour empêcher qu'ils ne soient entraînés dans le mouvement de rotation de l'arbre, de saillies qui correspondent à des creux du palier et du chapeau.

Fig. 532. — N° **1097**. — Cette figure représente un palier à coussinets en bois de gaïac, à contour extérieur carré, et pouvant offrir certains avantages dans le cas d'un mouvement de rotation suffisamment lent.

Fig. 533. — N° **1097**. — Palier à clavettes et contre-clavettes sur lesquelles reposent directement les coussinets : cette disposition permet non-seulement de mettre l'arbre, au moment de la pose, exactement à la hauteur voulue, mais encore de rectifier sa position modifiée par une usure plus ou moins grande.

Fig. 534. — N° **1097**. — Palier à trois coussinets, dont l'un est destiné à recevoir l'action d'une pression verticale constante, tandis que les deux autres se trouvent soumis à une pression qui peut s'exercer alternativement à droite ou à gauche, comme dans le cas d'une machine à vapeur horizontale.

Planche LXXXVIII. — Figures 535 à 542.

Fig. 535. — N° **1098**. — Cette figure représente le palier dit de *butée*, employé spécialement pour les arbres d'hélices et de turbines, et en général pour tous ceux qui sont destinés à recevoir une poussée longitudinale, contre laquelle les paliers ordinaires ne les prémunissent pas.

L'artifice employé consiste à faire un tourillon et des coussinets à cannelures correspondantes, s'emboîtant les unes dans les autres et entre lesquelles la pression se répartit : les coussinets sont généralement en métal d'antifriction.

On remarquera l'installation du palier sur deux tourillons B, B′ ajustés dans deux supports latéraux qui reposent sur un patin fixé à la membrure du navire ; cette disposition ingénieuse a pour but de remédier à l'inconvénient des petites variations d'inclinaison dans le plan vertical que la ligne d'arbre peut éprouver par suite des flexions de la carène.

Fig. 536. — N° **1100**. — Cette figure représente une *chaise*, qui n'est autre chose qu'une sorte de palier destiné à supporter un arbre qui passe sous un plafond.

Elle n'en diffère guère qu'en ce que l'un des boulons est remplacé par un talon sur lequel l'autre boulon fait appuyer le chapeau.

Fig. 537. — N° **1100**. — Autre variété de chaise de forme plus rationnelle que la précédente en ce sens qu'elle est mieux disposée pour faire équilibre à l'action du porte-à-faux. Le second boulon est lui-même supprimé et remplacé par une clavette.

Fig. 538. — N° **1100**. — Autre variété de chaise dans laquelle le porte-à-faux est complétement supprimé, et où l'arbre peut être déplacé dans le sens vertical sous l'action de boulons convenablement disposés.

Fig. 539. — N° **1101**. — Cette figure représente un modèle très-simple de support, ou palier à potence : ce n'est autre chose qu'un palier ordinaire porté sur une console, et destiné à soutenir un arbre qui passe près d'un mur à une certaine hauteur.

Fig. 540. — N° **1101**. — Cette figure représente le palier à potence de *Sellers*, beaucoup plus compliqué que le précédent, mais qui

facilite dans une mesure considérable, par ses dispositions ingénieuses, la pose d'une transmission.

Les coussinets en fonte, mais d'une grande longueur pour éviter l'usure, sont enveloppés dans une boîte qui est elle-même portée par une vis en fonte à filets carrés.

Par le moyen de cette vis, on peut donner à la boîte des coussinets un mouvement dans le sens vertical, tandis que l'ovalisation de la douille qui renferme l'écrou et la forme sphérique de la boîte permettent de changer de direction dans le plan horizontal et d'inclinaison dans le plan vertical.

Ces combinaisons permettent de placer l'arbre dans une position à peu près quelconque.

Fig. 541. — N° **1103**. — Palier-graisseur *Decoster* destiné à remédier à l'insuffisance du graissage qui a lieu dans les paliers ordinaires.

A la partie inférieure du palier se trouve un réservoir d'huile dans lequel baigne la partie inférieure d'une rondelle ou disque de métal ajusté sur le tourillon au milieu de sa longueur.

Cette rondelle, dans son mouvement de rotation, amène à chaque tour, en remontant, une certaine quantité d'huile qui retombe sur la partie supérieure du tourillon et le lubrifie d'une manière continue. Mais il s'opére, en général, dans ce mouvement rapide, une sorte d'émulsion nuisible au graissage.

Fig. 542. — N° **1103**. — Palier-graisseur *Lacolonge* pour les arbres à très-faible vitesse. Un petit godet puise à chaque tour l'huile dans le réservoir pour la déverser dans un trou percé au milieu du coussinet supérieur, d'où elle se distribue.

Planche LXXXXIX. — Figures 543 à 548.

Fig. 543. — N° **1103**. — Palier-graisseur Avisse, dans lequel le tourillon est renflé et baigne à sa partie inférieure dans le réservoir d'huile, sans que les bords de ce réservoir puissent gêner le

mouvement de l'arbre, tenu plus petit que le tourillon proprement dit. Une ouverture au milieu du coussinet inférieur permet d'ailleurs à l'huile de pénétrer librement entre le coussinet et le tourillon.

Fig. 544. — N° 1102. — Palier Vaissen-Regnier, dans lequel le renflement du type précédent est remplacé par une bague mobile sur l'arbre, mais entraînée plus ou moins par son mouvement de rotation. Cette bague amène toujours à la partie supérieure une certaine quantité d'huile qu'elle cède à l'arbre au point de contact.

Fig. 544 *bis*. — N° 1103. — Palier Mesnier et Cheneval, auquel on donne généralement la préférence, et qui est caractérisé par l'emploi d'un galet graisseur pressant constamment contre le tourillon, par exemple sous l'action d'un ressort, et lui apportant à chaque tour une petite quantité d'huile prise au réservoir inférieur.

Fig. 545. — N° 1104. — Palier *à refoulement d'eau* de M. Girard, dont le coussinet inférieur est entaillé de façon à présenter une série de rigoles aboutissant à la partie centrale, laquelle est complétement évidée et communique avec un tuyau dans lequel on chasse de l'eau par le moyen d'une pompe. Cette eau, refoulée avec force, s'interpose entre l'arbre et les coussinets et supprime presque complètement le frottement.

Fig. 546. — N° 1105. — Cette figure représente le type le plus simple d'un *boîtard*, sorte de palier destiné à laisser passer un arbre vertical.

Il se compose d'une boîte en fonte renfermant deux coussinets en bois dur ou même en bronze : la boîte se fixe sur le plancher au moyen de quatre boulons et le centrage de l'arbre est obtenu à l'aide de deux vis de pression qui actionnent les coussinets.

Fig. 547. — N° 1105. — Modèle de boîtard soigné pour la traversée des meules inférieures dormantes dans les moulins à farine.

Ce type est caractérisé par un double système de trois coussinets et de trois cavités comprises dans leur intervalle et alternant avec eux, les coussinets étant fixés par des vis et des boulons au moyen desquels on peut parfaitement centrer l'arbre, tandis que les cavités, percées dans une pièce circulaire appelée trèfle, sont remplies d'étoupe graissée et assurent à l'arbre une lubrification constante.

Fig. 548. — N° 1107. — Cette figure représente un type de grand pivot.

Ce pivot tourne sur un *grain* d'acier, logé au fond d'une douille en bronze ou en fonte qui constitue la crapaudine, et celle-ci est à son tour ajustée dans un manchon ou gobelet en fonte, alésée et renfermée dans une boîte qui sert de support.

Une vis butante par-dessous et quatre sur les côtés permettent de centrer l'appareil et de le mettre à la hauteur voulue.

Planche C. — Figures 549 à 560.

Fig. 549. — N° 1108. — Cette figure représente les détails d'un pivot de turbine Fourneyron.

L'arbre de la turbine y est terminé par une crapaudine reposant sur un pivot fixe : pour cela, le disque d'acier *a* par lequel se termine l'arbre et qui a une surface légèrement concave pour que sa stabilité soit mieux assurée, est entouré d'un collier ou cercle *c* qui forme un rebord saillant et embrasse en même temps le grain inférieur *b* avec le gobelet B.

Cela posé, l'huile arrive par le tuyau F, dont l'extrémité supérieure est placée au-dessus du niveau de l'eau, et à une hauteur plus ou moins grande suivant que l'on veut avoir une pression plus ou moins forte et envoyer plus ou moins d'huile dans les joints. Cette huile, remplissant la chambre inférieure *f* et la chambre supérieure *f'*, pénètre, par suite de la pression, et par-

le moyen de deux petits canaux percés dans le grain, jusque sur les surfaces frottantes, d'où une petite rigole *ik* peut la laisser évacuer, afin que la matière lubrifiante soit sans cesse renouvelée.

Le système complet peut être soulevé par l'intermédiaire d'un levier C dont le bras passe dans la boîte rectangulaire C' ménagée au gobelet, et dont l'une des extrémités prend son point d'appui sur la plaque d'assise en fonte E pendant que l'autre est rattachée à une tige filetée verticale, que l'on manœuvre de la surface ; le gobelet, entraîné dans le mouvement du levier, glisse verticalement dans la douille D en soulevant tout le système.

FIG. 550. — N° 1109. — Le pivot de la turbine *Fontaine*, modifié par MM. Ch. Callon et Girard, et représenté par cette figure, diffère essentiellement du précédent en ce qu'il est placé non plus au-dessous mais au-dessus du niveau des eaux du bief d'amont.

Voici en quoi consiste l'artifice au moyen duquel cette disposition a été obtenue.

Un premier arbre A, plein et fixe, repose par son extrémité inférieure sur une plaque de fondation placée dans le bief d'aval, tandis que son corps même, convenablement guidé, est enveloppé par un second arbre B, creux et en fonte, calé sur la turbine et tournant avec elle, auquel l'extrémité supérieure du premier sert de pivot.

Ce dernier arbre reçoit une sorte de renflement évidé, ou *œil*, dans lequel vient se loger le pivot proprement dit, relié à l'arbre B par une partie filetée, et reposant généralement sur le grain par l'intermédiaire de deux ou trois rondelles d'acier destinées à se partager le frottement et l'échauffement qui en est la conséquence.

Le pivot est maintenu invariablement par l'écrou E sur lequel s'appuie l'arbre creux et par conséquent tout le système de la turbine, puis par le boîtard *b* qui maintient sa position relativement à l'arbre inférieur fixe : on peut l'enlever en dévissant cet écrou et enlevant la partie mobile M.

La lubrification se fait par le moyen du boîtard *b* servant de réservoir, d'où l'huile se distribue au moyen de petits conduits convenablement ménagés, pour remonter ensuite par le tuyau central et se faire évacuer par la force centrifuge.

Fig. 551. — N° **1114**. — Ce croquis représente la section d'une colonne à nervures et sert à montrer les éléments de la formule qui donne son moment d'inertie.

Fig. 552 à 559. — N° **1116**. — Toutes ces figures montrent diverses dispositions adoptées pour la fixation des colonnes en fonte.

Le principe général, que l'on peut voir appliqué là de diverses manières, consiste soit à munir ces colonnes de rebords qui servent à les boulonner sur les plaques inférieures et à fixer les planchers, entablements, etc., de la partie supérieure, soit à passer dans toute la hauteur, comme on le voit dans les figures 552 et 557, des tirants qui relient ensemble colonne, entablement, plaque de fondation et massif en maçonnerie.

La figure 559 en particulier montre comment une colonn destinée à supporter des plafonds peut se relier avec les colonnes de l'étage supérieur.

Fig. 560. — N°s **948** et **1125**. — Cette figure représente l'appareil au moyen duquel on peut faire un cuir embouti de presse hydraulique, par l'effet d'une compression lente et soutenue.

Planche CI. — Figures 561 à 571.

Fig. 561. — N° **1117**. — Cette figure représente le piston dit de *Watt*, caractérisé par sa garniture en chanvre, qui l'empêche de servir pour les hautes pressions, le serrage de ses deux faces, opéré par des boulons, et enfin le mode d'attache de la tige qui se fait par une portée conique assujettie par une clavette.

Les têtes des boulons sont maintenues, pour qu'elles ne se

desserrent pas, par un cercle en fer fixé sur le couvercle et garni sur sa circonférence extérieure d'entailles qui enserrent entre elles deux ou trois côtés de la tête.

Fig. 562. — N° 1118. — Piston de *Maudslay*, différant du précédent en ce que sa face intérieure est à moyeu taraudé, et que par le moyen de la tige filetée et d'une dent d'engrenage en prise avec un pignon dont l'axe peut être manœuvré de l'extérieur par une clef, on peut opérer le serrage de la garniture sans démonter le couvercle du cylindre ni retirer le piston, ce qui était impossible avec le type précédent.

Le couvercle est à cet effet percé d'un trou et muni d'un bouchon que l'on peut enlever et replacer à volonté, et qui donne toute facilité pour la manœuvre.

Fig. 563 et 564. — N° 1119. — Exemple de piston à garniture métallique, consistant en un anneau de bronze, fer, acier ou mieux de fonte douce, logé sous la gorge extérieure du piston.

L'anneau, fendu suivant une génératrice, fait ressort et s'applique ainsi contre la paroi intérieure du cylindre : mais pour éviter la perte de vapeur qui se ferait par la fente, on dispose une petite pièce rapportée qui tout en la fermant permet aux deux parties de se rapprocher à cause du jeu latéral qu'on a laissé, ou bien encore on prend deux bagues au lieu d'une et on fait chevaucher les joints.

Le corps du piston lui-même se compose de deux plateaux entièrement semblables, boulonnés l'un sur l'autre et enserrant entre eux l'extrémité à double cône de la tige du piston, rendue ainsi complétement solidaire avec les disques.

Fig. 565. — N° 1119. — Cette figure représente le piston *Suédois* type extrêmement employé aujourd'hui, composé d'un seul plateau de fonte à rebords, dans lequel vient se visser la tige et muni d'une garniture métallique formée de deux anneaux en fonte douce ou en bronze.

FIG. 566. — N° 1120. — Piston de *Cavé*, employé pour les grands diamètres, et dans lequel la bague est remplacée par une double rangée de quatre segments appliqués contre les parois du cylindre par des coins qui sont eux-mêmes actionnés par des ressorts à boudin.

L'angle de ces coins n'est pas indifférent : s'il est trop obtus, le coin ne presse pas assez ; s'il est trop aigu, le serrage s'opère bien ; mais si par hasard une usure inégale ou un alésage imparfait occasionne en un point une légère diminution de diamètre, la bague ne peut pas céder, et il peut y avoir rupture.

La pratique montre qu'un angle de 75 à 90° est satisfaisant.

FIG. 567. — N° 1120. — Piston à vapeur construit par le *Creuzot*, dans lequel les ressorts à boudin du type précédent sont remplacés par les ressorts ordinaires en fer méplat. La fermeture hermétique y est produite par trois bagues, composées, les deux extrêmes d'une seule pièce fendue et poussée par neufs ressorts méplats en acier, celle du centre de neuf segments pressés par des coins, qui sont eux-mêmes actionnés par des ressorts fixés aux segments des bagues.

FIG. 568. — N° 1121. — Type très-simple de piston à eau, se composant de deux plateaux en fonte dont le premier s'appuie sur un collet ménagé à la tige du piston, tandis que l'autre est serré contre lui par un écrou vissé sur le prolongement de cette même tige. Ces deux plateaux enserrent deux ou trois rondelles de cuir embouti qui assurent l'étanchéité.

FIG. 569. — N° 1121. — Cette figure représente un grand piston à eau, construit par M. Farcot, et muni de soupapes, comme il y a lieu de le faire souvent dans les pompes.

La partie supérieure offre deux plans inclinés sur lesquels sont appliqués quatre clapets formés d'une forte lame en cuir doublée d'une lame en fer.

Cette lame est fixée et serrée sur le bord du siége par des

boulons et ramenée en position par une bande de caoutchouc fixée comme elle sur le siége.

La garniture est faite au moyen d'un cuir embouti pincé entre le corps conique du piston et une bague en fer disposée à la partie inférieure; lorsque le piston s'élève, la pression même de l'eau tend à appliquer les lèvres du cuir contre les parois du cylindre et sert ainsi elle-même à assurer une étanchéité parfaite.

FIG. 570. — N° **1121**. — Cette figure représente un corps de pompe avec piston du système Letestu, dont la propriété caractéristique est de s'adapter d'une façon remarquable aux eaux vaseuses et même contenant du gravier.

Elle lui vient du mode de fermeture du piston, opéré à l'aide d'une carcasse conique en fer ou en fonte, percée de trous et doublée d'une autre enveloppe cylindro-conique en cuir, à bords susceptibles de se recouvrir. Les deux moitiés du cône en cuir se rapprochent dans le mouvement de descente du piston, tandis que dans son mouvement d'ascension elles s'éloignent et pressent contre les parois du corps de pompe sans permettre à l'eau de s'échapper.

FIG. 571. — N° **1122**. — Cette figure représente le grand piston à vent de la machine de *Chaillot*, formée d'une couronne percée de deux orifices annulaires concentriques *e e'*, qui viennent recouvrir les deux anneaux *c c'* joignant à plat et guidés dans leur mouvement vertical par six tiges cylindriques *f*.

Le serrage de la garniture est opéré par un anneau mobile *d* fixé par douze boulons taraudés dans le corps du piston. C'est la particularité la plus digne de remarque de ce type.

Planche CII. — Figures 572 à 594.

FIG. 572. — N° **1123**. — Cette figure représente un type de *Stuffing-*

box ou *boîte à étoupes*, employé généralement pour les tiges de piston des cylindres à vapeur.

Il se compose d'une *boîte à bourrage* A venue de fonte avec le couvercle et dans laquelle se loge la garniture d'étoupe traversée par la tige du piston.

Cette boîte est munie à sa partie supérieure d'un rebord sur lequel vient se boulonner le presse-étoupe B, dont la fonction est de serrer par en haut la garniture, qui se trouve retenue de l'autre côté par une virole en bronze C, rapportée et faisant saillie.

Fig. 573 et 574. — N° **1125**. — Ces figures représentent des garnitures formées d'un cuir embouti et employées spécialement dans les presses hydrauliques, car elles ne laissent pas les fuites se produire, même à haute pression, l'adhérence du cuir à la tige étant d'autant plus grande que la pression est plus forte.

La première convient spécialement aux petits pistons, la seconde aux pistons de grand diamètre.

Fig. 575. — N° **1129**. — Cette figure représente l'assemblage dit *à emboîtement*, employé pour les tuyaux de fonte.

Dans ce système, le bout de l'un des tuyaux à réunir se termine par un renflement cylindrique, renforcé d'un rebord dans lequel peut pénétrer le bout de l'autre tuyau qui garde son diamètre primitif mais porte à son extrémité un *cordon* destiné à servir de point d'appui à la garniture.

Entre les deux est ainsi ménagé un espace annulaire devant contenir cette garniture, qui se compose généralement d'une corde goudronnée dont on entoure, préalablement à la pose, l'extrémité du tuyau mâle, et que l'on refoule ensuite jusqu'à refus à l'aide d'un refouloir en fer.

On garnit ainsi l'espace annulaire compris entre les deux tuyaux jusqu'à moitié longueur environ ; puis on coule du plomb dans la partie restante après avoir eu soin d'entourer le tuyau d'un bourrelet de terre glaise en forme d'entonnoir pour

faciliter l'opération ; enfin, l'on mate le métal fortement : l'étanchéité est parfaitement assurée par la série de ces opérations à la condition qu'elles soient faites convenablement.

Le petit renflement R que l'on voit dans la figure, se fait lorsqu'au moment de la pose on prévoit pour plus tard un branchement : on y ménage en effet dans ce cas un trou taraudé que l'on ferme provisoirement par un tampon en cuivre, lequel peut être remplacé plus tard par un bout de tuyau portant le même pas de vis.

Fig. 576. — N° **1129**. — Cette figure sert à calculer les dimensions de l'assemblage à emboîtement.

Fig. 577. — N° **1130**. — Cette figure représente l'*assemblage à brides* pour tuyaux de fonte.

Les bouts à réunir sont munis de rebords parfaitement dressés dans les parties qui doivent être en contact, et assujettis l'un sur l'autre par des boulons.

On peut, pour assurer l'étanchéité, soit interposer entre les brides une rondelle de plomb enduite sur les deux faces d'une couche de mastic ou de minium, soit ménager tout autour une rainure circulaire dans laquelle on place un fil de cuivre qui, se trouvant pressé par le serrage des boulons, suffit, à cause de sa grande malléabilité, pour donner une fermeture hermétique.

Ce système d'assemblage présentant une rigidité absolue, et ne permettant aucune variation dans la longueur, il est indispensable de le combiner avec l'assemblage à emboîtement et même, pour les lignes de grande longueur, avec le joint compensateur, analogue à une boîte à étoupes.

Fig. 578. — N° **1131**. — Exemple de branchement posé sur un tuyau de conduite lorsque le tuyau principal est assez épais et que la résistance du branchement ne doit pas être trop forte.

Il se compose d'une tubulure en plomb, dont l'extrémité porte un collet préalablement garni d'un cuir que l'on rabat

sur la conduite principale de manière à lui en faire épouser la forme : on serre ensuite le tout au moyen d'un collier de fer composé de deux parties semi-circulaires reliées par des boulons que l'on serre à refus.

Fig. 579. — N° **1132**. — Coude universel de *Brown*, pour les branchements non rectangulaires, et sans l'usage duquel on est généralement obligé de commander à l'avance un coude d'angle donné.

Au moyen de cet appareil, il suffit de faire tourner l'un sur l'autre d'un angle convenable les deux hémisphères dont les plans diamétraux font un angle α avec la direction du tuyau pour pouvoir placer un branchement d'un angle quelconque de valeur comprise entre $2\,\alpha$ et $180°$.

Fig. 580 à 585. — N° **1133**. — Ces figures représentent les assemblages de tuyaux de diverse nature.

Le premier est un assemblage de tuyaux en tôle de grand diamètre qui s'opère à l'aide de deux brides en fer ou en fonte, boulonnées à la fois entre elles et sur le tuyau.

Le second et le troisième sont les assemblages de tuyaux de cuivre opérés à l'aide de brides en fer brasées sur le tuyau et boulonnées entre elles.

Enfin les deux derniers représentent les assemblages de deux bouts de tuyaux composés de matières différentes. Ils sont fondés sur ce principe que l'on ménage au tuyau le plus *dur* un rebord sur lequel on fixe l'extrémité du bout *tendre*, préalablement rabattue au marteau, soit à l'aide d'une bride boulonnée sur le rebord de l'autre, soit à l'aide d'un manchon cylindrique taraudé, pressant sur le bout tendre et se vissant sur le bout dur.

Fig. 586 et 587. — N° **1139**. — Ces figures servent au calcul des ressorts à lames composés, soit rectangulaires soit triangulaires, lesquels se comportent, sous le rapport de la puissance et de la flexion, comme des ressorts simples de même longueur

et de même épaisseur qu'une lame unique du ressort composé et ayant pour largeur la somme des largeurs des différentes lames.

Fig. 588. — N° **1140.** — Ressort à lames étagées, à bouts triangulaires, et formant solide d'égale résistance, donnant les mêmes résultats qu'une lame de même longueur et de même épaisseur qu'une lame isolée et d'une largeur égale à la somme des largeurs de différentes lames.

Fig. 589. — N° **1142.** — Forme que l'on donne d'habitude en pratique aux ressorts à lames étagées.

Fig. 590. — N° **1143.** — Cette figure sert à calculer les formules qui donnent la puissance et la flèche d'un ressort hélicoïdal.

Fig. 591. — N° **1144.** — Ressort à boudin. — Sa puissance est proportionnelle au cube du diamètre de la tige et inversement proportionnelle au diamètre du ressort ; elle ne dépend pas du nombre de spires.

La flèche est proportionnelle au nombre de tours.

Fig 591 et 592. — N° **1144.** Ressort en hélice à section rectangulaire.

Il exige plus de matière que le ressort à section circulaire de même rayon moyen, de même puissance et de même substance.

Fig. 593 et 594. Ressorts coniques à section circulaire et rectangulaire.

Les formules qui s'y rapportent sont tout à fait analogues à celles des ressorts cylindriques ; mais ils ne sont pas, comme ceux-ci, des solides d'égale résistance, et ils présentent une section dangereuse à la spire de plus grand rayon : on les emploie cependant avantageusement lorsqu'on tient à réduire la longueur du ressort, les spires pouvant chevaucher les unes sur les autres.

INDEX

NOTA. — Le premier volume contient les numéros 1 à 530, le deuxième les numéros 531 à 870 et le troisiéme les numéros 871 à 1182.

D

E

F

G

N

O

P

TABLE DES MATIÈRES

CONTENUES DANS LE TROISIÈME VOLUME

CHAPITRE XXVI

ÉTUDE HISTORIQUE DE LA RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX

NUMÉROS 871 A 912. — PAGES 1 A 84.

CHAPITRE XXVII

QUALITÉS DES MATÉRIAUX EMPLOYÉS DANS LA CONSTRUCTION DES MACHINES

NUMÉROS 913 A 953. — PAGES 65 A 109.

NUMÉROS

CHAPITRE XXVIII

RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX EMPLOYÉS DANS LA CONSTRUCTION DES MACHINES

NUMÉROS 954 A 987. — PAGES 110 A 165.

CHAPITRE XXIX

FORME ET DIMENSIONS DES PRINCIPALES PIÈCES DE MACHINES

NUMÉROS 988 A 1046. — PAGES 166 A 247.

CHAPITRE XXX

DES TRANSMISSIONS

NUMÉROS 1047 A 1085. — PAGES 248 A 301.

CHAPITRE XXXI

SUPPORTS — GARNITURES — PIÈCES DIVERSES

NUMÉROS 1094 A 1148. — PAGES 502 A 561.

CHAPITRE XXXII

MONTAGE, RÉPARATION ET ACHAT DES MACHINES

NUMÉROS 1149 A 1182. — PAGES 562 A 580.

MODÈLES DE MARCHÉS

APPENDICE

LÉGENDES DES PLANCHES

FIN DE LA TABLE DES MATIÈRES

Typographie Lahure, rue de Fleurus, 9, à Paris.






890889075563
B890889075563A